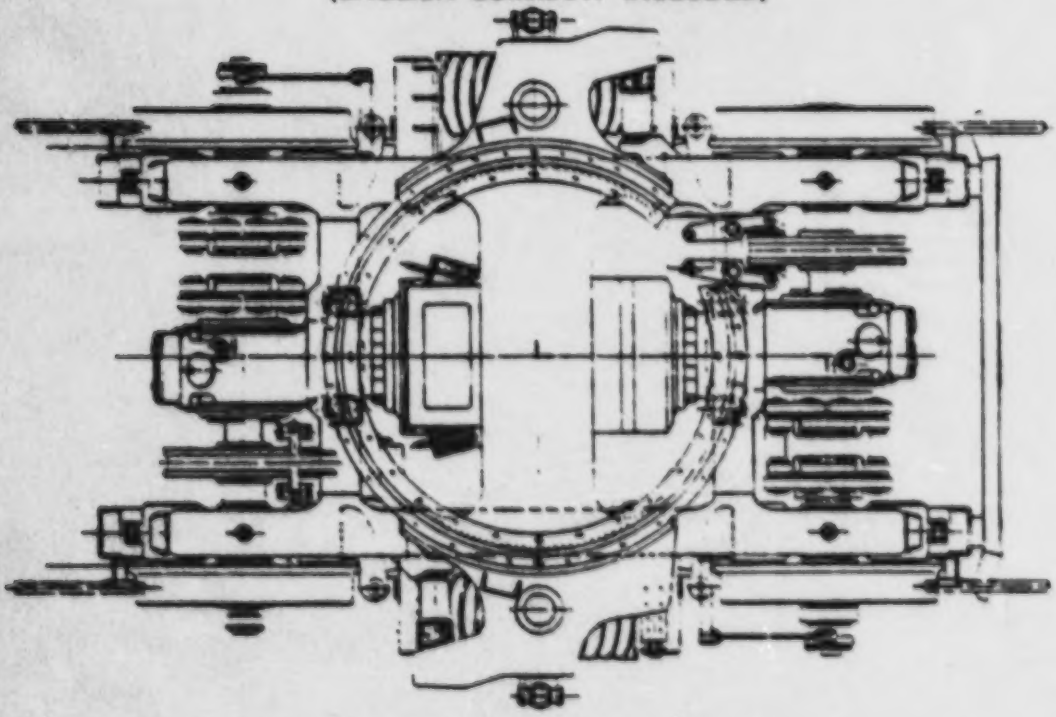
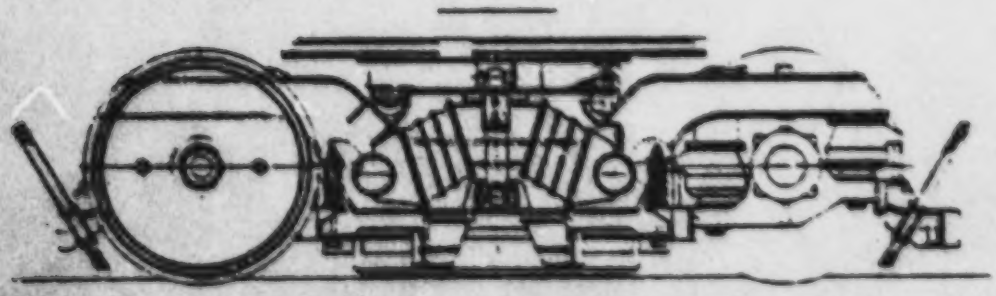
TP 5590 F

BOGIE PROTOTYPE

RAPPORT FINAL

(ENGLISH SUMMARY INCLUDED)





CA1
DTC 847
84
B56F
c.2

Préparé pour:
Direction de la recherche
Transports Québec

Centre de développement des transports
Transports Canada

JUIN 1984

TP5590F

BOGIE PROTOTYPE

préparé par

A.G. Fontaine, Directeur
Bombardier Inc.
Division du transport en commun
1350 rue Nobel
Boucherville, Québec J4B 1A1

RAPPORT FINAL

juin 1984

préparé pour

Direction de la recherche
Transports Québec

Centre de développement
des transports
Transports Canada

This report includes an english summary

Le contenu du présent rapport ne réflète que les opinions de l'auteur et ne saurait en aucun cas engager les politiques et les positions officielles des organismes parrains.

FORMULE DE DOCUMENTATION POUR RAPPORT

1. N° du rapport Transports Canada	2. N° de l'étude — CDT	3. N° de catalogue du destinataire
TP5590F	7644	

4. Titre et sous-titre	5. Date du rapport
Bogie prototype	Juin 1984
	6. N° du rapport de l'organisme exécutant

7. Auteur(s)	8. N° de dossier Transports Canada
André G. Fontaine	D1465-256

9. Nom et adresse de l'organisme exécutant	10. N° de dossier — ASC
Bombardier Inc. Division du transport en commun 1350 rue Nobel Boucherville, Québec J4B 1A1	-
	11. N° de contrat — ASC ou Transports Canada
	TC 108301

12. Nom et adresse de l'organisme parrain	13. Genre de rapport et période visée
Centre de développement des transports 1000 ouest, rue Sherbrooke, suite 2421 Montréal, Québec H3A 2R3	Final, oct. 81-juin 84
	14. Code de l'organisme parrain
	7644

15. Remarques additionnelles	16. Agent de projet — CDT
Ce travail est co-parrainé par le Ministère des transports du Québec, Direction de la recherche.	M. Audette

17. Résumé

Ce rapport concerne la conception, la réalisation et les essais d'un bogie prototype monomoteur, mécano-soudé, destiné à un véhicule léger de transport urbain sur rail.

Le rapport débute par l'analyse dynamique et structurale du bogie, en fonction des spécifications du tramway articulé de la ville de Portland, Orégon, lequel comprend deux bogies motorisés et un bogie porteur sous l'articulation.

Le bogie, construit à l'usine de Valcourt, Québec, a été essayé par la suite au Transportation Test Center, Pueblo, Colorado. Ces essais ont permis de vérifier la concordance des performances du bogie avec les spécifications, et d'éprouver la pertinence des méthodes d'analyses utilisées en simulation.

18. Mots-clés	19. Diffusion
- Interface roue/rail - Eléments finis - Mécano-soudé	Les organismes parrains disposent d'un nombre limité de copies.

20. Classification de sécurité (de ce rapport)	21. Classification de sécurité (de cette page)	22. Nombre de pages	23. Prix
non-classifié	non-classifiée	302	-

CDT/TDC 79-005

REPORT DOCUMENTATION FORM

1. Transport Canada Report No.	2. TDC Project No.	3. Recipient's Catalogue No
TP5590F	7644	

4. Title and Subtitle	5. Report Date
BOGIE PROTOTYPE	June 1984
	6. Performing Organization Report No.

7. Author(s)	8. Transport Canada File No
André G. Fontaine	D1465-256

9. Performing Organization Name and Address	10. DSS File No
Bombardier Inc. Mass Transit Division 1350 Nobel Street Boucherville, Quebec J4B 1A1	11. DSS or Transport Canada Contract No TC 108301

12. Sponsoring Agency Name and Address	13. Type of Report and Period Covered
Transportation Development Centre 1000 Sherbrooke Street West, Suite 2421 Montreal, Quebec H3A 2R3	Final Oct.81 - June 84
	14. Sponsoring Agency Code 7644

15. Supplementary Notes	16. TDC Project Officer
This project is co-sponsored by the Ministère des transports du Québec, Direction de la Recherche	M. Audette

17. Abstract

This report deals with the design, construction and testing of a single-motor, fabricated-frame, prototype truck for light rail transit vehicles.

It begins with a dynamic and structural analysis of the truck, based on the technical specifications for the Portland (Oregon) Transit Authority's articulated tramway, which has two powered trucks and one non-motorized truck at the articulation.

The prototype truck was constructed at Bombardier's Valcourt plant (Quebec) and then sent to the U.S. Transportation Test Center in Pueblo, Colorado, for dynamic track testing. The tests verified the truck's performance against specifications and validated the analytical methods used for the computer simulations.

18. Key Words	19. Distribution Statement
Wheel-rail interface. Finite element method. Fabricated truck frame.	Limited number of copies available from sponsoring agency.

20. Security Classification (of this report)	21. Security Classification (of this page)	22. No. of Pages	23. Price
unclassified	unclassified	302	nil

TDC/CDT 79-005

PRINCIPAUX COLLABORATEURS

Rédaction

- Analyses dynamiques et essais sur voies	:	R. Dumoulin G. Provost
- Analyses de fiabilité et de maintenabilité	:	R. Sokolowska M.J. Handfield
- Analyses de structure	:	V. Hilario
- Conception, fabrication, essais sur châssis, et montage	:	D. Arvisais M. Lépine

Réarrangement et correction de texte : J. Grenon Ling.

REMERCIEMENTS

Au cours de ce projet, il nous a été possible d'agrandir considérablement le champs de nos connaissances dans le domaine analytique.

Nous voulons tout d'abord remercier le Dr. Frederic B. Blader, docteur en dynamique du bogie, qui a mis à notre disposition sa vaste expérience et ses connaissances, lors des travaux effectués par la section analyse. De plus, sa présence comme consultant au sein de notre groupe, nous a permis de rencontrer les personnes directement impliquées dans le domaine des analyses et essais en Amérique du Nord.

J'aimerais aussi remercier Messieurs Serge M. Montagne et Pierre Lafontaine du MTQ, Maurice Audette de CDT et Mme Diane Sicotte du MICT pour le suivi qu'ils ont fait lors des diverses présentations du groupe au comité directeur.

Pour terminer, il est important de noter que ce projet a permis à Bombardier, division du transport en commun, de franchir un pas très important du point de vue de l'acquisition des technologies d'analyse, de conception, de fabrication et d'essais du bogie pour voiture SLR (Systèmes Légers sur Rails) et ce grâce à l'appui financier des gouvernements provincial et fédéral et plus particulièrement, du Ministère des Transports du Québec (MTQ) et du Centre de Développement du Transport du Canada (CDT).

RAPPORT FINAL

Projet bogie prototype

SOMMAIRE

Introduction

La compagnie Bombardier, division du transport en commun, a fabriqué sous license, les voitures vendues aux villes de Montréal, Mexico, Chicago, New York et au New Jersey. Tous les bogies de ces différents véhicules ont été fabriqués sous license ou achetés de fournisseurs tels: Dofasco et General Steel Industries. Ainsi, après avoir solidement établi sa position comme fournisseur de voitures servant au transport des passagers, Bombardier a décidé d'acquérir la technologie de conception et de fabrication de bogie du type mécano-soudé.

Le projet bogie prototype a donc vu le jour en ayant comme but principal, l'acquisition de technologie de conception et de fabrication du bogie mécano-soudé. Le projet d'une durée de deux ans et demi, a eu comme principales étapes, la conception , les analyses, la fabrication et les essais sur voies. Les bogies conçus, fabriqués et testés ont été installés sous une voiture du type SLR (Système Léger sur Rail) qui roulera dans la ville de Portland, Oregon.

Le projet a été conjointement financé par le MTQ, CDT et Bombardier. L'approche prise dès le départ du projet, a permis d'acquérir, au cours du projet, la technologie de fine pointe nécessaire à la conception de bogies à haute performance, et également indispensable aux bons échanges entre Bombardier et ses clients ou fournisseurs de bogies.

La conception du bogie protytype s'est inspirée de la technologie de conception des bogies européens, ce qui a permis l'obtention d'un bogie plus léger et très performant en courbe. L'adaptation des normes utilisées en Europe aux requis nord-américains a cependant été difficile, car les conditions d'exploitations sont généralement plus sévères en Amérique du Nord. Ce problème d'adaptation a ajouté au délai rencontré durant la phase de conception.

Conception du bogie

Les quatre principales fonctions du bogie, soit: supporter, guider, lier et filtrer, ont été prises en considération lors de la conception du bogie. Chacune de ces fonctions a des effets sur la sécurité, les coûts d'entretien et également sur le confort de la voiture. Les principales étapes de la conception du bogie incluent l'examen des requis, la proposition d'un concept préliminaire, la conception et la sélection des composants du bogie et l'examen des performances concernant la traction, le freinage et les suspensions.

L'examen des requis a permis d'orienter la conception du bogie pour ce qui est du type de véhicule, du genre de tracé, de l'infrastructure utilisée, des performances requises, des charges à transporter, du type d'alimentation et des conditions climatiques.

Le bogie proposé pour l'application sur le SLR est du type monomoteur. Ce choix s'explique principalement à cause de la réduction d'encombrement, du poids inférieur et des masses non-suspendues moins importantes. Le bogie est de plus composé d'un châssis à roulements intérieurs (inboard bearings) du type mécano-soudé et d'une suspension à deux étages, entièrement faite d'éléments de caoutchouc.

La sélection des composants du bogie a été réalisée à la suite des rencontres et des données obtenues des différents fournisseurs de pièces du bogie.

L'examen des performances a eu pour but de vérifier si l'ensemble proposé rencontrait bien les requis surtout au niveau de la traction, du freinage et des déflections statiques des suspensions. Le caoutchouc naturel a été sélectionné comme matériau pour les suspensions principalement parce qu'il permet de réduire l'encombrement du bogie et qu'il a de bonne propriétés de filtrage acoustique.

BOMBARDIER

Analyses dynamiques

Les analyses dynamiques ont permis de simuler et de vérifier le comportement de la voiture SLR pour différentes conditions d'opération.

La première partie des analyses a permis de vérifier la réponse naturelle des suspensions de manière à vérifier le découplage des fréquences naturelles de la voiture vs les fréquences d'excitations provenant de la voie (joints et déviations) et du bogie.

La seconde partie des analyses a permis de vérifier la réponse forcée du véhicule en simulant son comportement pour différentes conditions d'opération. Des résultats de ces silumations, on a obtenu une évaluation de la stabilité latérale, de la performance en courbe et du confort de la voiture.

L'analyse de stabilité latérale a indiqué pour différentes vitesses, les différents modes d'oscillations ainsi que leur inportance relative. De plus, les résultats de cette analyse ont indiqué quelle est la marge de sécurité à vitesse maximale relativement à la vitesse critique du véhicule.

Les performances en courbe du bogie ont été déterminées à l'aide de modèles mathématiques et de logiciels regroupant les meilleures techniques actuelles. De ces résultats on a obtenu des indications en ce qui concerne les angles d'attaque des essieux, les forces exercées sur les rails (L/V), les indices d'usure roue/rail et les autres critères de déraillement. Le confort a été simulé en utilisant un modèle mathématique qui a servi à calculer les fonctions de transfert des suspensions et de la caisse entre les rails et le siège du passager. Les résultats de cette simulation ont servi à prédire en suivant la norme ISO, le degré de confort en différents endroits à l'intérieur de la caisse.

Analyse de structure

L'analyse de structure a permis de déterminer la capacité de charge du bogie et de s'assurer de la bonne conception du châssis et de la traverse du bogie prototype. De plus, l'analyse a permis de localiser les points de concentration de contraintes les plus critiques.

La première partie de l'analyse (analyse statique) a été réalisée à l'aide d'éléments finis et a indiqué qu'en général, les contraintes calculées sont inférieures à 50% de la limite élastique de l'acier utilisé. Les résultats ont mis en évidence les points critiques (contraintes max.) sur lesquels ont été installées les jauges de contraintes nécessaires aux essais sur châssis.

La seconde partie (analyse de fatigue) a été effectuée à partir des résultats de l'analyse statique. Les résultats ont démontré que le bogie pouvait résister aux diverses contraintes qui lui sont imposées sans fissurer et ce, pour la durée de toute son existence.

Analyse de fiabilité et de maintenabilité

L'analyse de fiabilité a été faite en tenant compte des composants du bogie par ordre d'importance. Ne considérant que les éléments essentiels au fonctionnement et à la sécurité du bogie, les résultats de l'analyse ont donné un MDBF supérieur à 800,000 km.

L'analyse de maintenabilité a démontré que le bogie est relativement facile d'entretien et que l'on aura une très grande disponibilité du bogie si l'entretien préventif est effectué correctement.

Essais sur châssis

Les essais sur châssis effectués au CRIQ ont établi que l'ensemble du châssis pouvait supporter les contraintes rencontrées en service. Ces mêmes essais ont démontré que l'arrangement plaques-tube supportant la suspension secondaire était trop faible et que par conséquent, il devait être modifié. Le châssis modifié a été testé suivant la même procédure que le châssis original et n'a montré aucun signe de défaillance.

Les régions fissurées du premier châssis de bogie ont été découpées et analysées. Les résultats de ces analyses ont révélé que les soudures étaient adéquates et que les fissures étaient surtout localisées à l'interface soudure-plaque.

La corrélation avec les analyses de contraintes a été effectuée et a montré qu'en général, les résultats calculés étaient très près des valeurs mesurées. L'analyse de contraintes n'a pas prédit les fissures, car le maillage de la région fissurée n'était pas assez détaillé. Donc, lors de prochaines conceptions, on devra augmenter le nombre d'éléments, surtout dans les régions fortement sollicitées là où il y a des changements brusques de géométrie.

Fabrication et assemblage

Les bogies prototypes ont été fabriqués à Valcourt et installés sous la caisse SLR. Ces deux étapes ont nécessité un suivi rigoureux, surtout lors de l'installation du câblage et de l'ajustement des suspensions. La voiture a ensuite été expédiée à Pueblo, Colorado pour les essais sur voie.

Essais sur voie

Ces essais ont inclus trois parties distinctes soit: la stabilité latérale, la performance en courbe et le confort. Ces essais ont été précédés de simulations sur ordinateur.

Les résultats d'essais de stabilité latérale ont démontré des modes de lacet de caisse et de roulis relatifs faiblement amortis et l'existence d'un couplage latéral entre le bogie et la caisse.

Les essais de performance en courbe ont été faits à l'aide d'un système composé de capteurs magnétiques, rayons laser et jauges de contraintes. Ces essais, faits à l'aide d'instrumentation de très haute technologie, ont montré que le bogie est très performant en courbe et que les résultats obtenus par simulation sont très près des valeurs mesurées durant les essais.

Les essais de confort ont révélé que les valeurs mesurées en vertical étaient moins sévères que les valeurs simulées et que par conséquent, le niveau de confort vertical du véhicule était adéquat.

Conclusions

On peut dire que les objectifs du projet bogie prototype ont été très bien rencontrés en ce qui concerne l'acquisition de technologie de conception et surtout en ce qui concerne le développement de la technologie d'analyse et de la technologie d'essais dynamiques sur voie.

Pour ce qui est du comportement du véhicule, disons qu'à l'aide du modèle de stabilité latérale (récemment complété), on pourra effectuer des corrections de manière à découpler les mouvements latéraux du bogie de ceux de la caisse.

En ce qui concerne le futur, disons qu'il faudra développer un modèle mathématique pour simuler les entrées en courbe. De plus, il faudra considérer sérieusement les concepts de bogie radial et de bogie à roues indépendantes. Ces types de bogie offrent des avantages importants comparés au bogie conventionnel surtout en ce qui a trait à la stabilité latérale, à la négociation de courbes et à la réduction d'usure à l'interface roue/rail.

BOMBARDIER

TABLE DES MATIERES

SOMMAIRE..... vii
LISTE DES FIGURES..... xx
LISTE DES TABLEAUX..... xxv

SECTION 1 - INTRODUCTION

1.1 Historique et revue du projet..... 1
1.2 Nature des travaux effectués
1.2.1 Description générale..... 3
1.2.2 Ingénierie..... 3
1.2.3 Fabrication..... 4
1.2.4 Essais..... 4
1.3 Organisation générale..... 5
1.3.1 Secteurs d'activités..... 6
1.3.2 Cheminement suivi..... 7

SECTION 2 - CONCEPTION DU BOGIE

2.1 Introduction
2.1.1 Historique du bogie..... 8
2.1.2 Fonction du bogie..... 10
2.2 Etude des requis
2.2.1 Introduction..... 11
2.2.2 Conditions climatiques..... 11
2.2.3 Alimentation..... 11
2.2.4 Charges à transporter..... 11
2.2.5 Performances requises..... 11
2.2.6 Requis concernant le bogie..... 14

2.3 Concept préliminaire
2.3.1 Description générale du bogie proposé..... 17
2.3.2 Description des sous-ensembles majeurs du bogie..... 17
2.4 Composants du bogie
2.4.1 Liste..... 22
2.5 Examen des performances
2.5.1 Accélération..... 24
2.5.2 Force de traînée..... 25
2.5.3 Effets des pentes..... 26
2.5.4 Effets combinés trainées-pentes..... 27
2.5.5 Freinage..... 28
2.6 Description générale des suspensions
2.6.1 Introduction..... 30
2.6.2 Choix des suspensions..... 31
2.6.3 Propriété du caoutchouc..... 32
2.6.4 Comparaison des divers types de suspension.... 39
2.6.5 Description des suspensions choisies..... 40
2.6.6 Analyse des gabarits..... 45

SECTION 3 - ANALYSES DYNAMIQUES

3.1 Introduction..... 55
3.2 Stabilité latérale
3.2.1 Définition du phénomène d'instabilité..... 65
3.2.2 Notion de base..... 67
3.2.3 Stabilité latérale du bogie..... 74
3.2.4 Stabilité latérale d'une voiture SLR..... 86

3.3 Performance en courbe
3.3.1 Introduction..... 96
3.3.2 Critères de sécurité..... 96
3.3.3 Comportement du bogie en courbe..... 102
3.3.4 Programme d'analyse de performance en courbe..... 108
3.4 Confort du véhicule
3.4.1 Introduction..... 122
3.4.2 Facteurs déterminants dans le confort du véhicule..... 122
3.4.3 Evaluation du confort..... 128
3.4.4 Normes d'évaluation du confort..... 132

SECTION 4 - ANALYSE DE STRUCTURE

4.1 Introduction
4.1.1 But..... 136
4.1.2 Méthodes de l'analyse..... 136
4.2 Etude des éléments finis (châssis)
4.2.1 Etude des éléments finis (modélisation)..... 137
4.2.2 Charges exercées..... 140
4.3 Etudes des éléments finis (traverse)
4.3.1 Etudes des éléments finis (modélisation)..... 141
4.3.2 Charges exercées..... 143
4.3.3 Sommaire des résultats..... 143
4.3.4 Conclusions..... 147
4.4 Analyse de fatigue
4.4.1 Introduction..... 147
4.4.2 Bases utilisées pour les calculs..... 149
4.4.3 Sommaire des résultats..... 149
4.4.4 Conclusions..... 152

SECTION 5 - ANALYSES DE FIABILITE ET DE MAINTENABILITE

5.1 Analyse de fiabilité
- 5.1.1 Introduction..... 153
- 5.1.2 Documents de référence..... 153
- 5.1.3 Conception de base..... 154
- 5.1.4 Information sur les principes d'estimation de la fiabilité du mécanisme..... 154
- 5.1.5 Méthode d'analyse..... 155
- 5.1.6 Calculs de fiabilité du bogie..... 156
- 5.1.7 Conclusions..... 159

5.2 Analyse de maintenabilité
- 5.2.1 Introduction..... 161
- 5.2.2 Concepts de maintenabilité..... 162
- 5.2.3 Méthode d'analyse..... 163
- 5.2.4 Résultats..... 167
- 5.2.5 Conclusions..... 168

SECTION 6 - ESSAIS SUR CHASSIS

6.1 Introduction
- 6.1.1 Objectifs des essais..... 171
- 6.1.2 Nature des travaux..... 171

6.2 Description des travaux
- 6.2.1 Préparatifs..... 173
- 6.2.2 Vernis craquelant..... 174
- 6.2.3 Essai statique..... 174
- 6.2.4 Essai de fatigue..... 174
- 6.2.5 Essais supplémentaires..... 186
- 6.2.6 Analyse métallurgique..... 188

6.3 Essais sur châssis renforcé..... 189

6.4 Conclusions..... 189

TABLE DES MATIERES (suite)

SECTION 7 - FABRICATION, ASSEMBLAGE ET MONTAGE DES BOGIES

7.1 Fabrication..... 191
7.2 Assemblage..... 192
7.3 Montage..... 193

SECTION 8 - ESSAIS SUR VOIES

8.1 Simulations préliminaires aux essais sur voies
8.1.1 Introduction..... 194
8.1.2 Stabilité latérale..... 197
8.1.3 Performance en courbe..... 205
8.1.4 Niveau de confort..... 211
8.2 Résultats des essais sur voies
8.2.1 Introduction..... 219
8.2.2 Information générale..... 219
8.2.3 Instrumentation et installation..... 226
8.2.4 Résultats..... 231
8.2.5 Conclusions..... 249
8.3 Comparaison des résultats de simulation aux résultats mesurés
8.3.1 Stabilité latérale..... 251
8.3.2 Performance en courbe..... 254
8.3.3 Confort..... 259

SECTION 9 - CONCLUSION..... 260

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE..... 261

LISTE DES FIGURES

SECTION 1

1.1 Secteurs d'activités 6
1.2 Cheminement suivi 7

SECTION 2

2.1 Effort de traction VS résistance de l'avancement 26
2.2a) Effet d'un vent de face de 50 Km/hre 27
2.2b) Effet d'une pente de 7% 27
2.2c) Effet combiné vent (50 Km/hre) et pente (7%) 27
2.2d) Même courbe que 2.2c sauf pour un seul moteur 27
2.3a) Fluage du caoutchouc VS temps (relatif T°) 35
2.3b) Fluage du caoutchouc VS temps (% déflection) 35
2.4 Types de rigidité 36
2.5a) Rigidité VS température 38
2.5b) Amortissement VS température 38
2.5c) Rigidité VS fréquence 38
2.5d) Amortissement VS fréquence 38
2.6 Force d'amortissement VS vitesse comp./ext. 43
2.7 Effet du dévers et du vent sur le roulis stat. 45
2.8 Etude d'encombrement (élévation) 51
2.9 Etude d'encombrement (élévation) 51
2.10 Etude d'encombrement (plan) 54
2.11 Etude d'encombrement (plan) 54

SECTION 3

3.1 Zone de contact roue/rail 56
3.2 Courbe adhérence VS glissement 58
3.3 Pseudo-glissement 58

LISTE DES FIGURES (suite)

SECTION 3 (suite)

3.4	Effet du bandage conique	59
3.5	Forces de pseudo-glissement	60
3.6	Illustration du mouvement cinématique d'un essieu libre devenant instable	61
3.7	Essieu retenu par suspension primaire	62
3.8	Alignement radial d'un essieu libre en courbe	63
3.9	Modes de vibration	66
3.10	Fréquence cinématique	68
3.11	Rigidité en flexion (k_b) VS cisaillement (k_s)	71
3.12	Vitesse critique VS k_b et k_s	73
3.13	Modèle à 9 degrés de liberté (stabilité latérale)	75
3.14	Interaction roue/rail	76
3.15	Définition du pseudo-glissement	78
3.16	Illustration des forces issues de l'intéraction roue/rail	78
3.17	Paramètres géométriques	81
3.18	Matrice dynamique (modèle à 9 degrés de liberté)	83
3.19	Matrice dynamique partitionnée (9 D.L.)	84
3.20	Modèle à 27 degrés de liberté (stabilité latérale)	87
3.21	Matrice dynamique globale (27 D.L.)	89
3.22	Modes des essieux	91
3.23	Modes des caisses	92
3.24	Analyse de stabilité SLR (fréquence VS vitesse)	93
3.25	Analyse de stabilité SLR (amortissement VS vitesse)	94
3.26	Insuffisance du dévers	97
3.27	Rapport des couples VS insuffisance du dévers	99
3.28	Critère de Nadal	101

LISTE DES FIGURES (suite)

SECTION 3 (suite)

3.29	Forces de pseudo-glissement sur un essieu libre	103
3.30	Ecart au centre de la voie	105
3.31	Rapport de l'écart pour un essieu retenu VS essieu libre	105
3.32	Rayon minimum sans glissement pour essieu retenu élastiquement	106
3.33	Différence des rayons de roulement	109
3.34	Effet de l'angle de contact	109
3.35	Degrés de liberté du modèle	113
3.36	Equations d'équilibre du bogie	115
3.37	Système d'équations	116
3.38	Représentation matricielle	117
3.39	Représentation du corps humain sous forme de modèle masses-ressorts-amortisseurs	123
3.40	Diagramme de couplage des fréquences	126
3.41	Spectre des défauts de voie	126
3.42	Modèle à 1 degré de liberté	128
3.43	Modèle à plusieurs degrés de liberté	129
3.44	Modélisation du véhicule par éléments finis	131
3.45	Réponse spectrale du SLR comparé au critère ISO 2631 (RCB)	135

SECTION 4

4.1	Châssis du bogie prototype	145
4.2	Traverse du bogie prototype	146
4.3	Endroits importants considérés pour la fatigue	151
4.4	Endroits importants considérés pour la fatigue	151
4.5	Endroits importants considérés pour la fatigue	151
4.6	Endroits importants considérés pour la fatigue	151
4.7	Endroits importants considérés pour la fatigue	151

BOMBARDIER

LISTE DES FIGURES (suite)

SECTION 5

5.1	Fiabilité VS temps VS distance	160

SECTION 6

6.1	Châssis (vernis craquelant)	177
6.2	Traverse (vernis craquelant)	178
6.3	Identification des forces	179
6.4	Modification au châssis	190

SECTION 7 —

SECTION 8

8.1	Vitesse critique versus conicité effective	199
8.2	Analyse paramétrique V_c VS conicité	203
8.3	Analyse paramétrique	203
8.4	Déplacements des essieux	207
8.5	Forces aux essieux	208
8.6	Rapport L/V et indice d'usure	209
8.7	Comparaison des profils	210
8.8	Modèle de la caisse - vertical	212
8.9	Modèle de la caisse - roulis	212
8.10	Réponse en roulis	215
8.11	Réponse en vertical	216
8.12	Réponse spectrale au centre de la caisse	217
8.13	Niveau de confort	218
8.14	Centre d'essais de Pueblo	220
8.15	Piste d'essais "Transit"	221
8.16	Courbes utilisées pour les essais	223
8.17	Alignement des lasers pour les mesures	230
8.18	Fréquence cinématique du bogie	234
8.19	Niveaux d'accélérations des modes mesurés	236
8.20	Comparaison des bogies	237

LISTE DES FIGURES (suite)

SECTION 8 (suite)

8.21	Changement de rigidité au primaire	240
8.22	Changement de rigidité au secondaire	241
8.23	Changement des amortisseurs latéraux	242
8.24	Niveau de confort en vertical	244
8.25	Niveau de confort en latéral	244
8.26	Spectre de la réponse au centre de la caisse	246
8.27	Analyse de stabilité F vs V	252
8.28	Analyse de stabilité Amort. vs V	253
8.29	Déplacements angulaires des essieux - bogie moteur	255
8.30	Déplacements angulaires des essieux - bogie porteur	256
8.31	Force latérale aux essieux	257
8.32	Rapport L/V	258
8.33	Niveau de confort	259

LISTE DES TABLEAUX

SECTION 1 —

SECTION 2

2.1 Charge et déflections applicables au bogie 44

SECTION 3

3.1 Fréquences naturelles et amortissement 95
3.2 Rayons minimums sans contact du bourrelet de roue 106
3.3 Conditions d'opération sur les courbes du circuit 107
3.4 Tableau des caractéristiques de l'interaction roue/rail obtenu de WHRAILA 111
3.5 Programme de performance en courbe 119
3.6 Résultats typiques de l'analyse de performance en courbe 121

SECTION 4

4.1 Résultats principaux (max. seul.) 144
4.2 Sommaire de résultats (analyse de fatigue) 150

SECTION 5

5.1 Taux de défaillance 157
5.2 Evolution "λ" 158
5.3 Temps de maintenance préventive 169
5.4 Facteurs de conversion 169
5.5 Temps corrigé de maintenance (heure-homme) 170

SECTION 6

6.1 Chargements et résultats (essais statiques) 180
6.2 Chargements et résultats (essais de fatigue) 183

LISTE DES TABLEAUX (suite)

SECTION 7 —

SECTION 8

8.1	Masses et centres de gravité	195
8.2	Moments d'inertie de masse	196
8.3	Rigidité des éléments de suspension	196
8.4	Vitesse critique des bogies	198
8.5	V_c bogie moteur/conicité effective	199
8.6	Conicité effective/profils	200
8.7	Analyse paramétrique	202
8.8	Analyse paramétrique	202
8.9	Fréquences naturelles	213
8.10	Rigidité des suspensions	231
8.11	Longueur d'onde	235
8.12	Fréquences naturelles	245
8.13	Angles de lacet des essieux	247
8.14	Force latérale aux essieux	248

ENGLISH SUMMARY

FINAL REPORT

Prototype Bogie Project

SUMMARY

Introduction

The Mass Transit Division of Bombardier Inc. has manufactured the cars sold to the cities of Montreal, Mexico, Chicago, New York and to New Jersey under licence. All the bogies on these different vehicles were manufactured under licence or purchased from suppliers such as Dofasco and General Steel Industries. Thus, after having firmly established its position as a supplier of cars used in passenger transportation, Bombardier has decided to acquire the design and manufacturing technology of the fabricated type bogie.

The prototype bogie project thus came into being having as main goal the acquisition of both the design and manufacturing technology of the fabricated type bogie. The project, carried out over a two-year span, underwent the main phases of design, analyses, manufacture and track tests. The bogies that were designed, manufactured and tested have been installed under a car of the LRV type (Light Rail Vehicle) that will be in operation in the city of Portland, Oregon.

The project was jointly financed by the MTQ, the TDC and Bombardier. The approach taken from the outset of the project made it possible to obtain the latest state of the art technology - this while the project was underway - needed for the design of high performance bogies and equally indispensable to harmonious relations between Bombardier Inc. and its customers or suppliers of bogies.

The design of the prototype bogie drew its inspiration from the design technology of European bogies thereby providing the means of obtaining a lighter bogie that performs very well on curves. It proved difficult, however, adapting the standards used in Europe to North American requisites precisely because operating conditions are by and large more severe in North America. This problem of adaptation therefore contributed to the delay experienced while in the design phase.

Design of the bogie

The four main functions of the bogie (to support, guide, link and filter) were taken into consideration when the bogie was being designed. Each one of these functions has effects on the safety, maintenance costs as well as the comfort of the car. The main phases required in designing the bogie include the consideration of requisites, a preliminary design proposal, the actual design and selection of components for the bogie and a performance evaluation of traction, the braking system and different suspensions.

In examining all the requisites, it became possible to set design standards concerning the type of vehicle, the type of track, the infrastructure to be used, the different performances required, the loads to be transported, the type of power supply as well as the various weather conditions encountered.

The bogie proposed for application on the LRV is of the mono-motor type. This choice was made mainly by reason of the reduction in its overall dimensions, its lesser weight and less important non-suspended parts. Moreover, the bogie is made up of a fabricated type inboard bearings frame with a two stage suspension consisting entirely of rubber parts.

The selection of bogie components was made based on data obtained through meetings with different bogie parts suppliers.

The careful study of performances was aimed at checking whether the proposed assembly satisfied the requisites especially regarding the traction, braking and the different static deflections of the suspensions. Natural rubber was chosen as the material used for the suspensions largely because it helps to reduce the mounting space required for the bogie while acting as a highly efficient sound filter.

Dynamics analyses

The dynamic analyses done made possible to simulate and verify the behaviour and performance of the LRV car under various operating conditions.

The first part of the analyses provided the means of testing the natural response of the suspensions so as to check the decoupling of the car's natural frequencies vs. the exciting frequencies produced by the track (joints and deviations) and by the bogie itself.

The second part of these analyses made possible to test the forced response of the vehicle by simulating its behaviour under various operating conditions. The results of these simulations, were used to rate the degree of lateral stability, curve handling and vehicle comfort.

The lateral stability analysis showed the various oscillating modes at different speeds as well as their relative importance. Furthermore, the results of this analysis indicated the safety margin at top speed relative to the vehicle's critical speed.

The on-curve performances of the bogie were established by means of mathematical models and software which are a product of the latest current techniques. These results provided information concerning the angles of attack of the axles, the forces exerted on the rails (L/V), the factors of wheel/rail wear and other derailment criteria. Comfort was simulated by using a mathematical model which proved useful in calculating the suspensions' transfer functions up to the passenger seat. The results of this simulation, compared to ISO comfort standard, helped to predict the degree of comfort in different areas within the carbody.

Structural analysis

A structural analysis made possible to determine the load carrying capacity of the bogie while ensuring the proper design of the frame and bolster of the prototype bogie. Moreover, the analysis provided the means of pinpointing the areas with the most critical concentration of stress.

The first part of the analysis (static analysis) was carried out by means of finite elements method (F.E.M.) and showed in general that the calculated stresses are 50% below the elastic limit of the steel used. The results pinpointed the critical points (max. stress points) onto which the extensometers needed for on-frame testing were installed.

The second part (fatigue analysis) was carried out based on the static analysis results. These results showed that the bogie was capable of standing up to the many kinds of stress it would undergo without ever cracking at any point while in use.

Reliability and maintainability analysis

The reliability analysis was made taking into account the different components of the bogie in order of importance. Considering only those parts that are essential to the operation and safety of the bogie, the results of this analysis showed a MDBF greater than 800,000 km.

The maintainability analysis proved that the bogie is relatively easy to maintain and that it is possible to make maximum use of the bogie if it receives proper preventive maintenance.

Truck frame structural testing

On-frame test performed at the CRIQ established that the bogie as a whole was able to withstand the different levels of stress that would be encountered while in service. These same tests showed that the original tube-plates arrangement holding up the secondary suspension was weak and, consequently, had to be modified. The modified frame was tested following the same procedure as with the original frame and showed no sign of faulty behavior.

The cracked areas in the first bogie frame were cut out and analyzed. The results of these analyses revealed that the welding was adequate and that the cracks were primarily located at the seam welding-plate interface.

The correlation with the stress analyses was made and showed that, in general, the results calculated were very near the measured values. The stress analysis did not foresee this cracking since the mesh in the cracked area was not fine enough to pinpoint the high stress zone. For this reason, when considering futher designs, the number of elements should be increased especially in those heavily loaded areas where sudden changes in geometry are likely to occur.

Manufacture and assembly

The prototype bogies were manufactured in the Bombardier Valcourt plant and installed under a LRV type articulated carbody. Both these phases required a thorough follow-up especially when installing the cabling and adjusting the suspensions. The car was then sent to Pueblo, Colorado for dynamic track testing.

Dynamic track testing

These tests included three distinct parts as follow: lateral stability, curving capability and comfort. These tests were preceded by computer simulations.

The results from the lateral stability tests showed the existence of lightly damped carbody yaw and relative roll modes. This indicates the presence of lateral coupling between the bogie and the carbody.

The on-curve performance tests were carried out using a system made up of magnetic sensors, laser beams and extensometers. Using highly advanced testing equipment, these tests revealed that the bogie performed very well on curves and that results obtained through simulation were very similar to the values measured during testing.

The comfort tests showed that the values measured vertically were slightly less severe than the simulated values and therefore the vertical comfort level of the vehicle was sufficient.

Conclusions

The review of the original objectives of the project permit us to say that the goals set for the prototype bogie project were attained to a great extent as regards the acquisition of design technology and especially with regard to the development of analysis and on-rail dynamic testing technologies.

Regarding vehicle performance, it can be said that by means of the lateral stability model (completed recently), we will simulate the dynamic behavior of the car to find the lateral damping value that will provide the best degree of lateral comfort.

As for the future, a mathematical model might have to be developped to simulate curve entries. Moreover, the concepts of the radial bogie and the independant wheel bogie will have to be considered seriously. These types of bogie offer important advantages compared to the conventional bogie especially as concerns lateral stability, curve handling and the reduction of wear at the wheel/rail interface.

TABLE OF CONTENTS

SUMMARY..... xiv
LIST OF FIGURES..... xxvi
LIST OF TABLES..... xxxi

SECTION 1 - INTRODUCTION

1.1 Historical background and overview of the project..... 1
1.2 Nature of the work carried out
1.2.1 General Description..... 3
1.2.2 Engineering..... 3
1.2.3 Manufacturing..... 4
1.2.4 Testing..... 4
1.3 General Organization..... 5
1.3.1 Areas of activity..... 6
1.3.2 Course taken..... 7

SECTION 2 - DESIGN OF THE BOGIE

2.1 Introduction
2.1.1 Historical background of the bogie..... 8
2.1.2 Functions of the bogie..... 10
2.2 Study of requisites
2.2.1 Introduction..... 11
2.2.2 Weather conditions..... 11
2.2.3 Power supply..... 11
2.2.4 Loads to be transported..... 11
2.2.5 Required performance..... 11
2.2.6 Requirements concerning the bogie..... 14

TABLE OF CONTENTS (cont'd)

2.3 Preliminary Design
2.3.1 General description of the proposed bogie..... 17
2.3.2 Description of the major subassemblies of the bogie..... 17
2.4 Components of the bogie
2.4.1 List..... 22
2.5 Performance checklist
2.5.1 Acceleration..... 24
2.5.2 Drag force..... 25
2.5.3 Effects of grades..... 26
2.5.4 Combined effects of drag and grade..... 27
2.5.5 Braking..... 28
2.6 General description of the suspensions
2.6.1 Introduction..... 30
2.6.2 Choice of suspensions..... 31
2.6.3 Properties of rubber..... 32
2.6.4 Comparison of the different types of suspensions..... 39
2.6.5 Description of the suspensions chosen..... 40
2.6.6 Analysis of clearances..... 45

SECTION 3 - DYNAMIC ANALYSES

3.1 Introduction..... 55
3.2 Lateral stability
3.2.1 Definition of the phenomenon of instability..... 65
3.2.2 Basic notion..... 67
3.2.3 Lateral stability of the bogie..... 74
3.2.4 Lateral stability of the LRV type car..... 86

3.3 Curving performance
3.3.1 Introduction..... 96
3.3.2 Safety criteria..... 96
3.3.3 Behavior of the bogie on curves..... 102
3.3.4 Program used for curving performance analysis..... 108
3.4 Comfort of vehicle
3.4.1 Introduction..... 122
3.4.2 Determining factors in vehicle comfort..... 122
3.4.3 Assessment of comfort..... 128
3.4.4 Norms for assessment of comfort..... 132

SECTION 4 - STRUCTURAL ANALYSIS

4.1 Introduction
4.1.1 Objectives..... 136
4.1.2 Methods of analysis..... 136
4.2 Study of finite elements (frame)
4.2.1 Study of finite elements (modelling)..... 137
4.2.2 Loads applied..... 140
4.3 Study of finite elements (bolster)
4.3.1 Study of finite elements (modelling)..... 141
4.3.2 Loads applied..... 143
4.3.3 Summary of results..... 143
4.3.4 Conclusions..... 147
4.4 Fatigue analysis
4.4.1 Introduction..... 147
4.4.2 Basis used in calculations..... 149
4.4.3 Summary of results..... 149
4.4.4 Conclusions..... 152

TABLE OF CONTENTS (cont'd)

SECTION 5 - RELIABILITY AND MAINTAINABILITY ANALYSES

5.1 Reliability analysis
- 5.1.1 Introduction..... 153
- 5.1.2 Reference documents..... 153
- 5.1.3 Basic design..... 154
- 5.1.4 Information on evaluation standards for the reliability mechanism..... 154
- 5.1.5 Method of analysis..... 155
- 5.1.6 Calculations of bogie's reliability..... 156
- 5.1.7 Conclusions..... 159

5.2 Maintainability analysis
- 5.2.1 Introduction..... 161
- 5.2.2 Concepts of maintainability..... 162
- 5.2.3 Method of analysis..... 163
- 5.2.4 Results..... 167
- 5.2.5 Conclusions..... 168

SECTION 6 - FRAME STRUCTURAL TESTING

6.1 Introduction
- 6.1.1 Objectives..... 171
- 6.1.2 Nature of the work..... 171

6.2 Description of the work
- 6.2.1 Preparations..... 173
- 6.2.2 Cracking varnish..... 174
- 6.2.3 Static tests..... 174
- 6.2.4 Fatigue test..... 174
- 6.2.5 Additional tests..... 186
- 6.2.6 Metallurgical analysis..... 188

6.3 Testing on a reinforced frame..... 189

6.4 Conclusions..... 189

SECTION 7 - MANUFACTURE, ASSEMBLY AND INSTALLATION OF THE BOGIES

7.1 Manufacture..... 191
7.2 Assembly..... 192
7.3 Installation..... 193

SECTION 8 - DYNAMIC TRACK TESTS

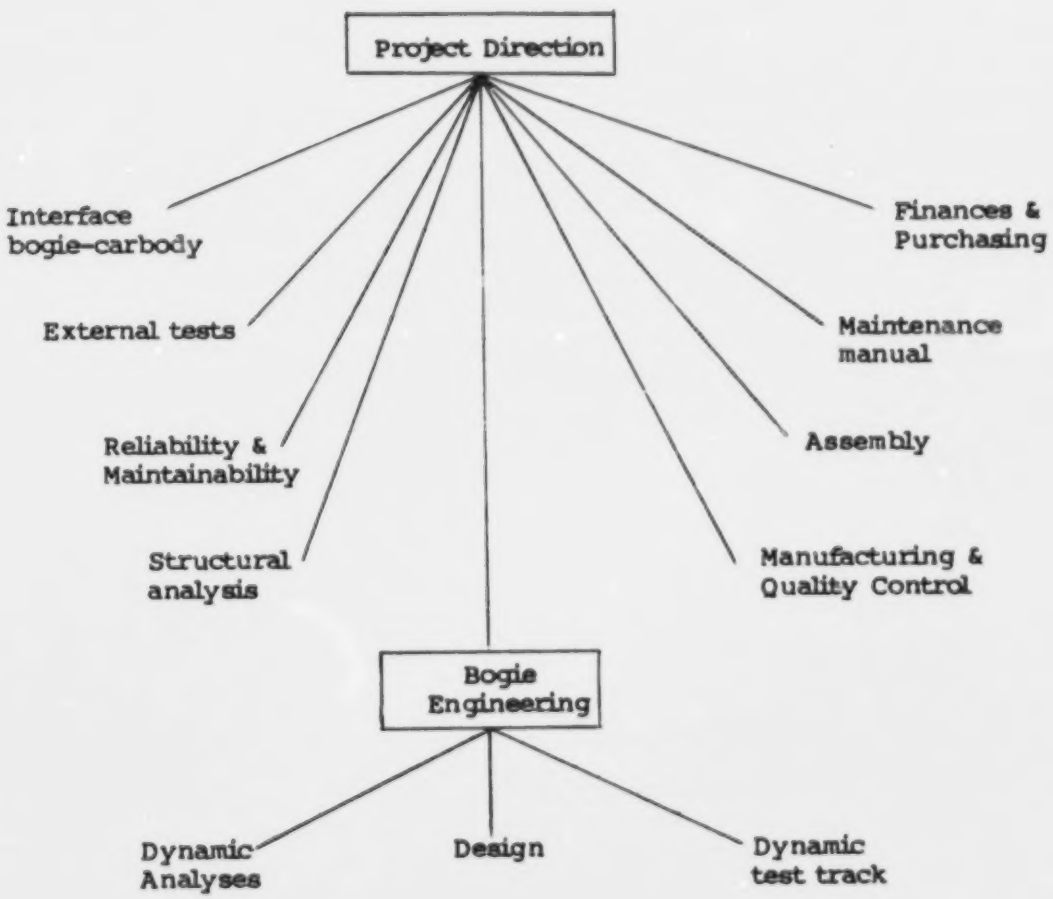
8.1 Preliminary simulations
8.1.1 Introduction..... 194
8.1.2 Lateral stability..... 197
8.1.3 Curving performance..... 205
8.1.4 Level of comfort..... 211
8.2 Track tests results
8.2.1 Introduction..... 219
8.2.2 General information..... 219
8.2.3 Instrumentation and installation..... 226
8.2.4 Results..... 231
8.2.5 Conclusions..... 249
8.3 Comparison of simulated results vs test results
8.3.1 Lateral stability..... 251
8.3.2 Curving performance..... 254
8.3.3 Comfort..... 259

SECTION 9 - CONCLUSION..... 260

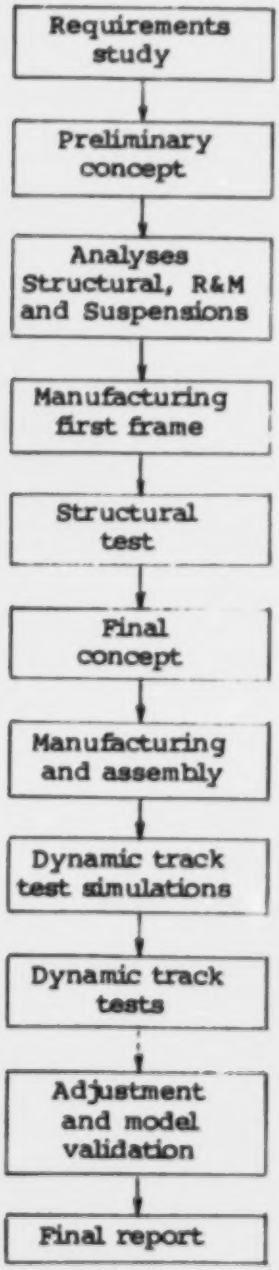
BIBLIOGRAPHICAL INDEX..... 261

AREAS OF ACTIVITY

BOGIE PROTOTYPE



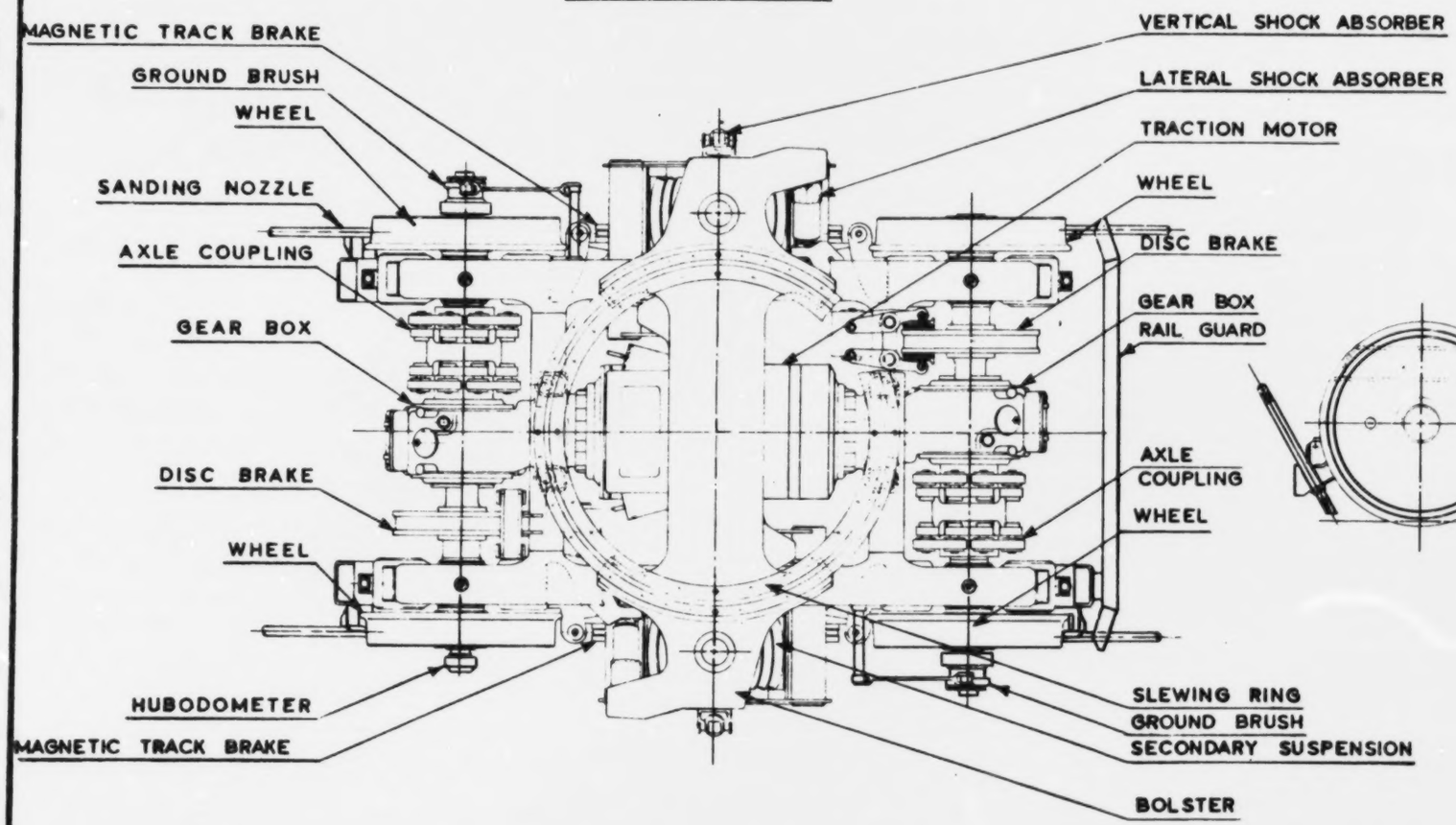
COURSE TAKEN



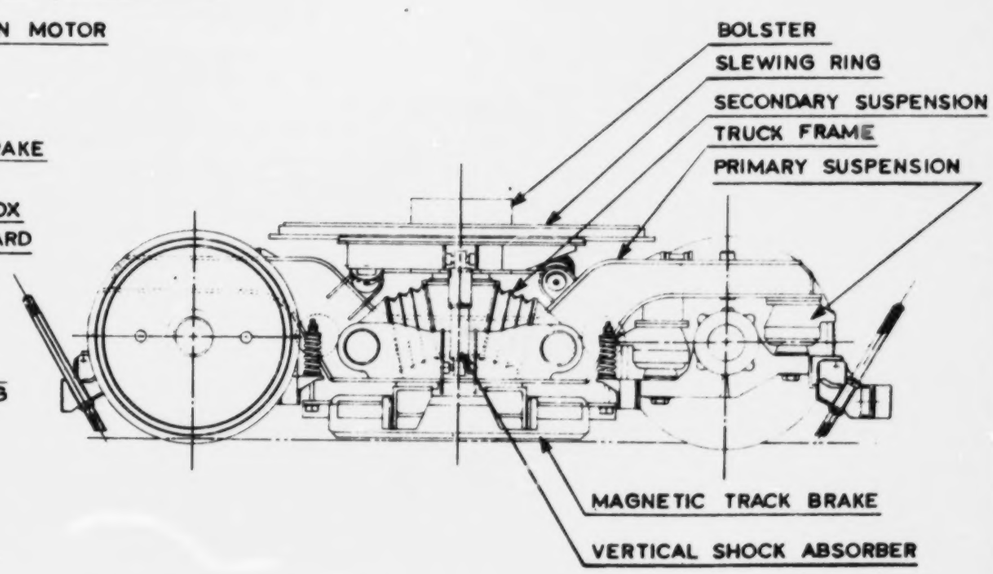
BSK-6099

Rév. Rev.	Zone	Item	Req.	Numéro / Number	Description

TOP VIEW



FRONT VIEW



Conçu / Designed	Date
Dessiné / Drawn M. LEPINE	Date 84-08-06
Vérifié / Checked	Date 84-08-06
Approuvé / Approved	Date 84-08-06
Standard	Date
Projet / Project PROTOTYPE TRUCK	
Fins suivant / Next assy	

Ce dessin ne peut être copié ou reproduit sans le consentement écrit de Bombardier Limitée
This drawing may not be used or copied except as expressly authorized by Bombardier Limitée

Tolérances / Unless otherwise noted

Dimensions	0 - 12"	12 - +
Décimales / Decimals	± 0.005	± 0.010
Fractions	± 1/16	± 1/8
Angles	± 1/2°	
Fini / Finish	125Mu	

Bombardier Limitée
Division du transport en commun
Mass Transit Division
Boucherville, Québec, Canada

Échelle / Scale	Titre / Title	Feuille / Sheet	Numéro du dessin / Drawing number	Révision
1 / 20	MONOMOTOR TRUCK ASSEMBLY	1 of 1	BSK-6099	B
B				

Rév. App.	Rev.	Zone	Description	Init./Date

BOMBARDIER

SECTION 1

INTRODUCTION

1.1 HISTORIQUE ET REVUE DU PROJET

Durant la dernière décennie, l'identification des besoins potentiels pour le matériel de transport en commun a nécessité de la part des différents organismes gouvernementaux et autres, la réorientation de l'industrie. La production de ces industries devant satisfaire les besoins de la population doit également être en mesure de faire face à la concurrence étrangère, et plus particulièrement, celle du Japon, afin d'éviter l'invasion de notre marché. De telle sorte que la compagnie Bombardier, il y a une dizaine d'années, a ajouté à ses produits, une gamme dite "lourde" constituée essentiellement de véhicules servant au transport en commun.

Ayant fourni, aux villes de Montréal, Chicago, Mexico et aussi à l'état du New Jersey, des véhicules fabriqués sous license, il est devenu de plus en plus impératif d'acquérir la technologie nécessaire pour concevoir nous mêmes certains composants dont les bogies. De plus, l'acquisition de technologie de conception permettrait d'obtenir plus d'informations pertinentes de la part des fournisseurs quant à leurs produits.

C'est ainsi que le projet bogie prototype vit le jour en ayant comme principal objectif l'acquisition des technologies d'analyse, de conception et de fabrication de bogies légers du type SLR. Le projet fut, au départ, estimé à un million sept cent soixante six milles dollars ($1,766,000) dont plus de la moitié fut financée par le MTQ, le tiers par CDT et la balance, soit 11% par Bombardier.

Quant au bogie, il a été conçu, fabriqué, testé et installé sous les voitures SLR qui seront livrées à la ville de Portland.

Une fois le projet complété, une revue de l'estimation originale des coûts comparée au coût réel du projet a été faite et démontre que nous avons sous-estimé le nombre d'heures nécessaires à la conception et aux analyses. Toutefois, en considérant le temps écoulé entre le début et la fin du projet, nous pensons que l'excédent d'environ 20% n'est pas exagéré, compte tenu du taux d'inflation des dernières années.

Pour ce qui est de l'échéancier, les phases de conception, d'analyses et d'essais sur châssis ont été beaucoup plus longues que prévues. Cependant, nous avons pu récupérer presqu'entièrement ce retard lors des phases de montage, d'essais sur voie et de validation des analyses.

Disons également que la conception du bogie SLR s'est inspirée des bogies européens. Toutefois, étant donné que les requis nord-américains sont plus sévères que ceux des européens, nous avons rencontré toutes sortes de problèmes d'adaptation de normes, de méthodes d'inspection, de requis techniques, etc., qui ont ajouté au délai (retard) rencontré durant la phase conception.

Il est aussi très important de souligner que l'approche prise dès le début du projet, a permis d'acquérir, surtout pour les analyses et essais sur voie, la technologie de fine pointe dans une période de temps considérée comme relativement courte pour l'acquisition de ce genre de technologie.

De tout ceci, il ressort que Bombardier, division du transport en commun, en ce qui concerne le bogie, est maintenant en mesure, non seulement de discuter aisément avec les différents fournisseurs, clients et fabricants étrangers, mais aussi, et c'est là l'essentiel, de concevoir des bogies à haute performance.

1.2 NATURE DES TRAVAUX EFFECTUES

1.2.1 Description générale

Les travaux effectués comprennent l'ingénierie et la fabrication de trois châssis de bogie, dont deux ont servi à la construction des bogies prototypes. Le premier châssis a été soumis à des essais statiques et de fatigue sur banc; ceux-ci ont permis de vérifier la résistance mécanique du châssis à des sollicitations statiques et dynamiques et aussi de calibrer le modèle d'analyse de structure afin de pouvoir l'utiliser pour la conception d'autres châssis à géométrie semblable. Les essais sur voie ont permis de vérifier le comportement dynamique du véhicule et aussi de valider les modèles mathématiques développés durant le projet permettant ainsi d'avoir confiance aux modèles et de les utiliser pour les conceptions futures.

1.2.2 Ingénierie

Les travaux d'ingénierie sont divisés en deux grandes catégories soit: conception et analyses. La conception inclut la revue des requis, la préparation des dessins, la rédaction des descriptions techniques des pièces, les rencontres avec les différents fournisseurs potentiels et les réunions avec les consultants.

Les analyses effectuées comprennent principalement l'analyse de structure, les analyses dynamiques, les analyses de fiabilité et maintenabilité et les analyses de performance.

Les activités d'ingénierie se sont poursuivies indirectement durant les phases fabrication, essais sur châssis, assemblage, montage et essais sur voie.

1.2.3 Fabrication

La fabrication des bogies a inclus les activités suivantes:

- Approvisionnement et réception du matériel brut (tôles)
- "Planning" de fabrication
- Plan de contrôle de la qualité
- Liste d'outillage de fabrication
- Liste d'outillage d'assemblage
- Fabrication d'outillage
- Gammes de fabrication
- Procédure de soudage et tests
- Fabrication des pièces unitaires
- Sous-assemblage mécano-soudé
- Assemblage mécano-soudé
- Traitement thermique
- Usinage et peinture
- Réception des composants
- Sous-ensembles bogie
- Assemblage final bogie
- Montage sous caisse

1.2.4 Essais

a) Essais sur châssis

Ces essais ont consisté à reproduire sur les premiers châssis du bogie prototype, les forces et sollicitations diverses imposées au bogie durant sa vie. Ces diverses sollicitations sont reproduites par des vérins hydrauliques installés aux endroits les plus critiques. Le châssis subit donc plusieurs centaines de milliers de cycles pour ainsi nous permettre de vérifier si le châssis résistera pour la durée de vie prescrite. L'apparition de fissures avant la fin des essais nous a indiqué qu'il fallait renforcer une section du châssis.

b) **Essais sur voie**

Parmi les essais effectués sur voie, on peut dire que l'essai de stabilité latérale a été le plus important. Il a montré que les oscillations latérales de la caisse sont trop grandes, ce qui veut dire que nous devrons découpler davantage les oscillations de bogie relativement à la caisse.

1.3 ORGANISATION GENERALE

1.3.1 Secteurs d'activité

La figure 1.1 de la page suivante inclut les différents secteurs d'activités qui ont été impliqués dans le projet.

1.3.2 Cheminement suivi

La figure 1.2 liste les principales étapes du projet.

Figure 1.1

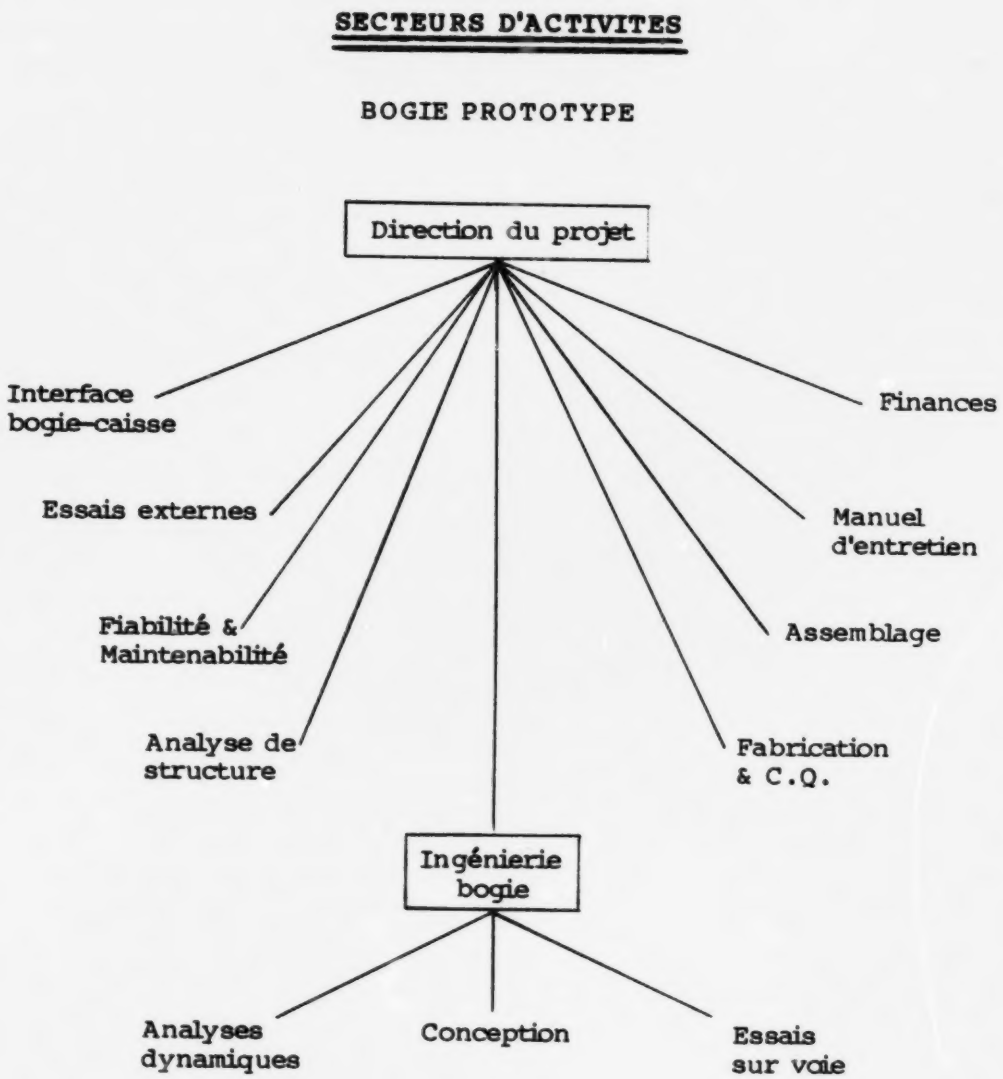
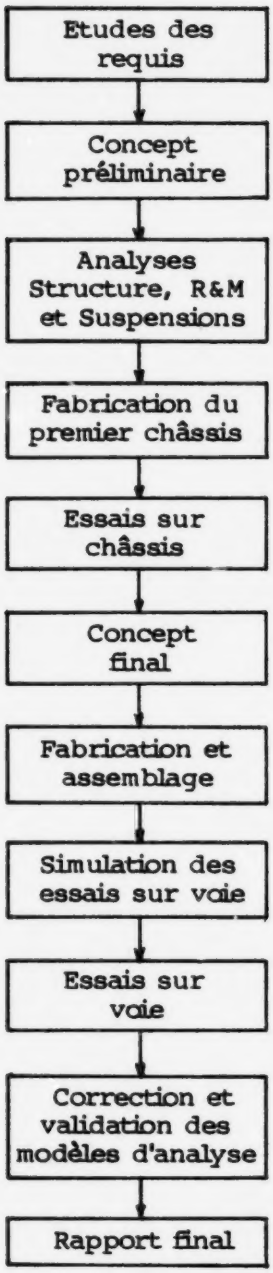

SECTEURS D'ACTIVITES
BOGIE PROTOTYPE
Direction du projet
Interface bogie-caisse
Essais externes
Fiabilité & Maintenabilité
Analyse de structure
Finances
Manuel d'entretien
Assemblage
Fabrication & C.Q.
Ingénierie bogie
Analyses dynamiques
Conception
Essais sur voie

Figure 1.2

CHEMINEMENT SUIVI



SECTION 2

CONCEPTION DU BOGIE

2.1 INTRODUCTION

2.1.1 Historique du bogie

L'utilisation du premier système roue/rail remonte aux environs des années 1500 où l'on nota pour la première fois l'emploi de petits chariots utilisés dans les mines d'Alsaces et guidés à l'aide de rails de bois. Deux cents ans plus tard, on vit apparaître les premiers véhicules ferroviaires ayant un système roue/rail en métal. Ces véhicules servaient surtout pour le transport de matériel en vrac, et étaient remorqués par des chevaux, ou plus rarement, par des palans.

Environ un siècle plus tard, plus précisemment en 1831, un américain du nom de Bryant, mit en service le premier bogie ayant un châssis fabriqué de bois. Peu de temps après, apparurent les premiers bogies européens.

Une quarantaine d'années plus tard, suite à l'apparition des premières locomotives à vapeur, on commença à utiliser des bogies à traverse munis de suspensions primaire et secondaire, afin d'améliorer la stabilité et le confort des voitures. Cinquante ans plus tard, soit en 1925, on inventa le bogie à trois pièces, toujours en utilisation de nos jours (marchandises).

Durant les trente années qui suivirent, on apporta des améliorations mineures aux différents "designs". Parmi ces "variations", on peut citer les concepts monomoteurs et bimoteurs, les bogies avec poutres d'équilibrage (equalizer bars), les bogies avec suspension pneumatique, etc..

Durant les années 70, à cause de la crise de l'énergie et de l'augmentation constante des requis de vitesse et de confort (voitures passagers), on assista à deux développements majeurs qui sont: bogies à essieux orientables et bogies à systèmes d'inclinaison actif. Même si ces deux variations majeures de "design" existent en différentes versions, il demeure que ces systèmes ne seront utilisés que pour des applications spéciales.

Le futur immédiat nous réserve peu de surprises si ce n'est de l'apparition des bogies à roues indépendantes pour les applications urbaines.

Quoiqu'il en soit, il est certain que le bogie sera encore très utilisé durant les prochaines décennies malgré l'apparition de systèmes à lévitation magnétique.

2.1.2 Fonctions du bogie

Les quatre principales fonctions du bogie sont de supporter, guider, lier et filtrer. Elles sont définies comme suit:

Fonctions	Définitions	Effets
Supporter:	Le bogie doit supporter la caisse, répartir les efforts et minimiser les déplacements causés par les caprices géométriques de la voie.	Sécurité
Guider :	Le bogie doit guider le véhicule de manière stable aussi bien en ligne droite qu'en courbe.	Sécurité et coût d'entretien du bogie et des rails
Lier :	Le bogie doit lier le véhicule à la voie en fournissant l'adhérence requise durant les périodes d'accélération et de freinage.	Sécurité
Filtrer :	Le bogie doit filtrer les chocs et les vibrations provenant des organes de roulements et/ou des irrégularités géométriques de la voie.	Confort

2.2 ETUDE DES REQUIS

2.2.1 Introduction

Le bogie conçu, fabriqué et testé durant le présent projet roulera dans la ville et banlieue de Portland, Oregon. Il sera installé sous une voiture du type SLR (Système Léger sur Rails) articulé. Le tracé sur lequel le SLR circulera est plutôt sinueux. En effet, les courbes nombreuses forment près de la moitié du parcours qui compte quatre courbes de rayon de vingt-six (26) mètres seulement. Ce parcours mesure environ vingt-cinq (25) kilomètres sur lesquels sont répartis vingt-sept (27) stations.

Ce tracé est constitué de pentes allant jusqu'à 7%, de dos d'âne, de cuvettes (courbes verticales) ayant des rayons minimum de deux cent cinquante mètres (250) et de courbes renversées de rayons de vingt-six (26) mètres. La voie de gabarit standard (1.5 m) a des surélévations maximales en courbe de 150 mm. La voie, compte tenu de ces tolérances de construction, en est une de classe VI, selon la FRA (Federal Railboard Association).

2.2.2 Conditions climatiques

La ville de Portland, située sur la côte ouest des Etats-Unis, jouit de conditions climatiques relativement tempérées. Sa température est dominée par du brouillard et de la pluie légère. Occasionnellement, il y a de faibles chutes de neige, parfois suivies de verglas ou de grésil.

Il apparaît donc essentiel de considérer pour la conception du bogie, que l'humidité relative est toujours élevée, et que la région est souvent affectée par des vents soufflant en rafales parfois jusqu'à 120 km/h.

2.2.3 Alimentation

L'alimentation du véhicule se fera par un caténaire et la tension nominale d'opération sera de 750 VDC. Pour capter le courant, le véhicule sera équipé d'un pantographe installé près de l'articulation du véhicule.

2.2.4 Charges à transporter

Les bogies-moteurs supportant la caisse articulée du SLR devront être conçus pour résister aux chargements suivants:

Caisse vide	AW0	29,250 kg.
Charge légère	AW1	34,750 kg.
Charge moyenne	AW2	41,100 kg.
Charge élevée	AW3	44,250 kg.
Charge maximale	AW4	47,300 kg.

2.2.5 Performances requises

a) Vitesse maximale

La vitesse maximale d'opération est de 88 km/h, mais le bogie doit être conçu de manière à conserver sa stabilité (être sécuritaire) à des vitesses allant jusqu'à 104 km/h.

b) Accélération

Puisque les stations sont relativement rapprochées, il faut que le véhicule atteigne sa vitesse de croisière le plus rapidement possible. Ainsi, il devra accélérer à un taux de 1.34 m/sec^2 pour des charges n'excédant pas AW2 et de 1.2 m/sec^2 pour la condition AW4. De plus, il doit atteindre 40 km/h en 10 secondes ou moins et 80 km/h en 40 secondes ou moins à AW2.

c) **Freinage**

Les conditions ci-haut mentionnées doivent s'appliquer à l'inverse pour le freinage, c'est-à-dire, que pour minimiser les temps de parcours entre les stations, il faut que la voiture puisse parcourir le plus grand trajet possible à la vitesse maximale permise, avant de freiner. Les requis sont donc égaux à ceux de l'accélération soit, 1.34 m/sec^2 pour le mode de freinage normal.

Etant donné que le véhicule roule en ville et qu'il a priorité sur les feux rouges, il doit pouvoir freiner encore plus rapidement dans le cas d'une défectuosité du système ou de l'imprudence d'un conducteur de voiture de route. Il est donc essentiel d'avoir un système de freinage d'urgence pouvant ralentir le véhi cule à un taux de 2.3 m/sec^2.

Il est aussi important de souligner que le freinage s'effectue en partie (surtout à haute vitesse) par régénération de courant à l'aide des moteurs électriques de traction et du freinage par friction. Ces deux modes de freinage sont toujours aidés par la force de traînée et par la friction du roulement des composants du bogie.

d) **Vibrations et secousses**

Les bogies ainsi que les composants montés sur le châsais du bogie doivent être conçus pour résister à des vibrations ayant une accélération de 4g* entre 0 et 100 Hz dans toutes les directions. La résistance aux secousses doit être de 8g suivant l'axe vertical et de 6g dans le plan horizontal.

Les composants montés sur l'essieu du bogie doivent résister à des vibrations de 10g simultanément dans tous les axes et à des fréquences variant de 0 à 100 Hz. La résistance aux secousses doit être de 20g suivant un seul axe à la fois.

*On peut interpréter 4g en disant que cette accélération produit une force qui est 4 fois supérieure à celle produite par l'attraction terrestre. Ainsi, si une composante pèse cent livres (100 lbs) et est soumise à une accélération de 4 g., son attache devra pouvoir en supporter quatre cents (400 lbs).

e) **Espérance de vie**

Le véhicule sera en service durant une période de 30 ans ou 2.4 millions de kilomètres. Les éléments de structure du bogie devront donc être conçus pour résister sans faille durant une période de 30 ans. Les autres composants seront remplacés périodiquement, suite aux inspections et/ou selon les requis d'entretien.

2.2.6 Requis concernant le bogie*

Chaque voiture devra être équipée de trois bogies, dont deux seront motorisés. Le bogie devra être conçu pour entre autre, être capable d'avoir un réusinage du profil des roues, sans avoir à séparer les essieux et les roues du bogie.

*Les requis concernant le bogie, sont ici résumés afin de minimiser le volume du rapport.

a) **Configuration générale**

Le bogie devra être monomoteur avec châssis à roulements intérieurs. Il devra être lié à la caisse à l'aide d'une couronne à billes, de manière à minimiser la friction de rotation du bogie, relativement à la caisse. De plus, le bogie devra avoir des dispositifs de retour de courant, compte-tours, détecteurs de vitesse, détecteur de poids et système de sablière.

b) **Châssis et traverse**

Les éléments de structure devront être faits d'acier moulé ou être du type mécano-soudé. Si les éléments sont mécano-soudés, ils devront après assemblage, subir un recuit de détentionnement.

Chaque pièce devra être inspectée par ultrasons, liquide pénétrant ou radiographie, aux endroits considérés comme critiques, du point de vue contraintes.

c) **Roue**

La roue utilisée devra avoir un diamètre de 28" et être du type "résiliant", afin de réduire le bruit généré par le glissement des roues sur les rails lors des négociations des courbes, et plus spécialement celles du centre-ville.

d) **Suspension**

Le bogie devra avoir des suspensions à deux étages. La suspension primaire devra être équipée de ressorts à boudins ou de ressorts élastomériques installés près

des boîtes de roulements. La suspension secondaire devra être équipée de ressorts à boudins et/ou de ressorts élastomériques.

De plus, l'étage secondaire devra être conçu pour réduire au minimum, l'amplitude de roulis centre-bas du véhicule, et devra être équipé d'amortisseurs hydrauliques, suivant les axes vertical et latéral.

2.3 CONCEPT PRELIMINAIRE

2.3.1 Description générale du bogie proposé

Le bogie proposé pour la traction du véhicule SLR est du type monomoteur. Ce choix s'explique par la comparaison du type monomoteur au type bimoteur. En effet, même si le type monomoteur est plus dispendieux à entretenir, il a quand même été choisi pour cette application, compte tenu des avantages relatifs suivants:

- coût inférieur au bimoteur (10%)
- poids inférieur au bimoteur (10 à 15%)
- volume moins important
- plus grande simplicité
- masses non-suspendues moins importantes (30%) (dû aux ponts réducteurs suspendus au châssis)

Les autres caractéristiques se résument en l'utilisation d'un châssis rigide et de faible poids, du type mécano-soudé et d'une suspension à deux étages reposant sur de faibles masses non-suspendues (essieux et roues), pour un meilleur confort. L'ensemble est d'une grande simplicité et semble bien remplir les exigences de sécurité et de confort pour une application SLR.

2.3.2 Description des sous-ensembles majeurs du bogie

a) **Châssis de bogie**

Le châssis de bogie est constitué de deux longerons en caisson, sur lesquels sont fixés les éléments des suspensions primaire et secondaire. Ils sont reliés entre eux par deux traverses tubulaires qui assurent la rigidité du châssis et permettent de supporter les équipements de freins à disques ainsi que le moteur et les réducteurs de vitesse.

L'ensemble du châssis est réalisé à partir de tôles d'acier découpées, pliées et soudées entre elles. Après fabrication, il subit un recuit de stabilisation.

Le choix de l'acier à basse teneur en carbone comme matériau utilisé se justifie entre autres, par ses bonnes propriétés de soudabilité, sa haute résistance à la corrosion, sa bonne tenue aux impacts à basse température et à sa bonne résistance à la fatigue.

Sa configuration, à roulements intérieurs (inboard bearings), représente pour un véhicule du type SLR, un avantage important du point de vue encombrement et performance en courbe.

b) **Suspension primaire**

La suspension primaire assure la liaison essieux-châssis. Elle est composée de tores en caoutchouc, chacun intercalé entre deux parties coniques. Sa fonction principale est d'assurer un lien souple, suivant les trois directions (verticale, latérale et longitudinale).

La souplesse dans le sens vertical permet premièrement de réduire l'impact des masses non-suspendues (limitées aux essieux et roues), deuxièmement d'absorber les gauches de voie, et troisièmement de minimiser les torsions imposées au châssis lors du "vrillage" du plan formé par les quatre points de contacts roue/rail.

La souplesse dans le plan horizontal permet d'avoir un bon comportement du point de vue dynamique et une facilité accrue d'inscription en courbe.

En tenant compte des avantages et désavantages des ressorts hélicoïdaux comparés au type proposé, on peut dire que le choix se justifie par la réduction d'encombrement, la souplesse dans les trois directions, les qualités d'amortissement du caoutchouc et par ses bonnes propriétés de filtrage acoustique. De plus, ses propriétés de rigidité dynamique permettent d'augmenter la vitesse critique du bogie tout en continuant d'avoir d'excellentes performances lors des négociations de courbes.

c) **Suspension secondaire**

La suspension secondaire a pour fonction principale d'assurer le confort des passagers. Elle doit être souple et offrir une isolation efficace contre les vibrations provenant du roulement fer sur fer.

Le type de suspension proposé a été choisi en comparant les trois types de suspensions utilisés aujourd'hui soit: ballon pneumatique, ressorts hélicoïdaux et éléments de caoutchouc. Les résultats de ces comparaisons montrent que les éléments de caoutchouc sont les plus avantageux pour ce type d'application à utiliser, car ils permettent d'avoir la souplesse dans toutes les directions, un entretien négligeable, un coût inférieur (au ballon pneumatique), et de bonnes propriétés de filtrage acoustique.

La suspension proposée est composée de pièces élastiques et d'amortisseurs hydrauliques. Les pièces élastiques relient le châssis à la traverse et supportent la caisse, tandis que les amortisseurs hydrauliques assurent le retour rapide à l'état stable en suivant les axes vertical et latéral.

d) **Liaison caisse-bogie**

Le bogie est relié à la caisse par l'intermédiaire d'une couronne à billes. Elle relie la caisse et la traverse danseuse et permet de faciliter la rotation du bogie par rapport à la caisse. Ce genre de liaison résulte en une opération souple, plus sécuritaire durant la négociation de courbe. De plus, elle permet de réduire les forces latérales imposées au rail minimisant ainsi les risques de déversement du rail extérieur dans les entrées de courbes (spirales).

e) **Traction**

La traction du bogie est assurée par un seul moteur électrique entraînant deux ponts réducteurs. Ces ponts réducteurs sont reliés aux essieux par des joints flexibles, permettant ainsi de suspendre directement le moteur et les ponts réducteurs au châssis du bogie. Ceci résulte en un plus grand confort pour les passagers, et permet de diminuer les variations ins tantanées de charge sur les ponts réducteurs.

f) **Freinage**

Les freinages réguliers sont obtenus d'une part en utilisant le moteur comme générateur de courant (freinage dynamique), et d'autre part à l'aide de freins à disques. Pour les freinages d'urgence, on utilise en plus des deux modes précédents, des patins électromagnétiques suspendus au-dessus des rails. Ces modes de freinage sont éprouvés et très bien adaptés au véhicule du type SLR.

g) **Empattement**

Le bogie proposé pour le véhicule SLR est du type à "empattement court" (1.9m). Ceci est nécessaire pour

négocier correctement les nombreuses courbes du tracé. Cet empattement, combiné au choix judicieux des rigidités longitudinale et latérale des éléments de suspension primaire, permettra de garder le bogie stable à la vitesse maximale requise.

2.4 COMPOSANTS DU BOGIE*

2.4.1 Liste

Voici la liste des composants du bogie.

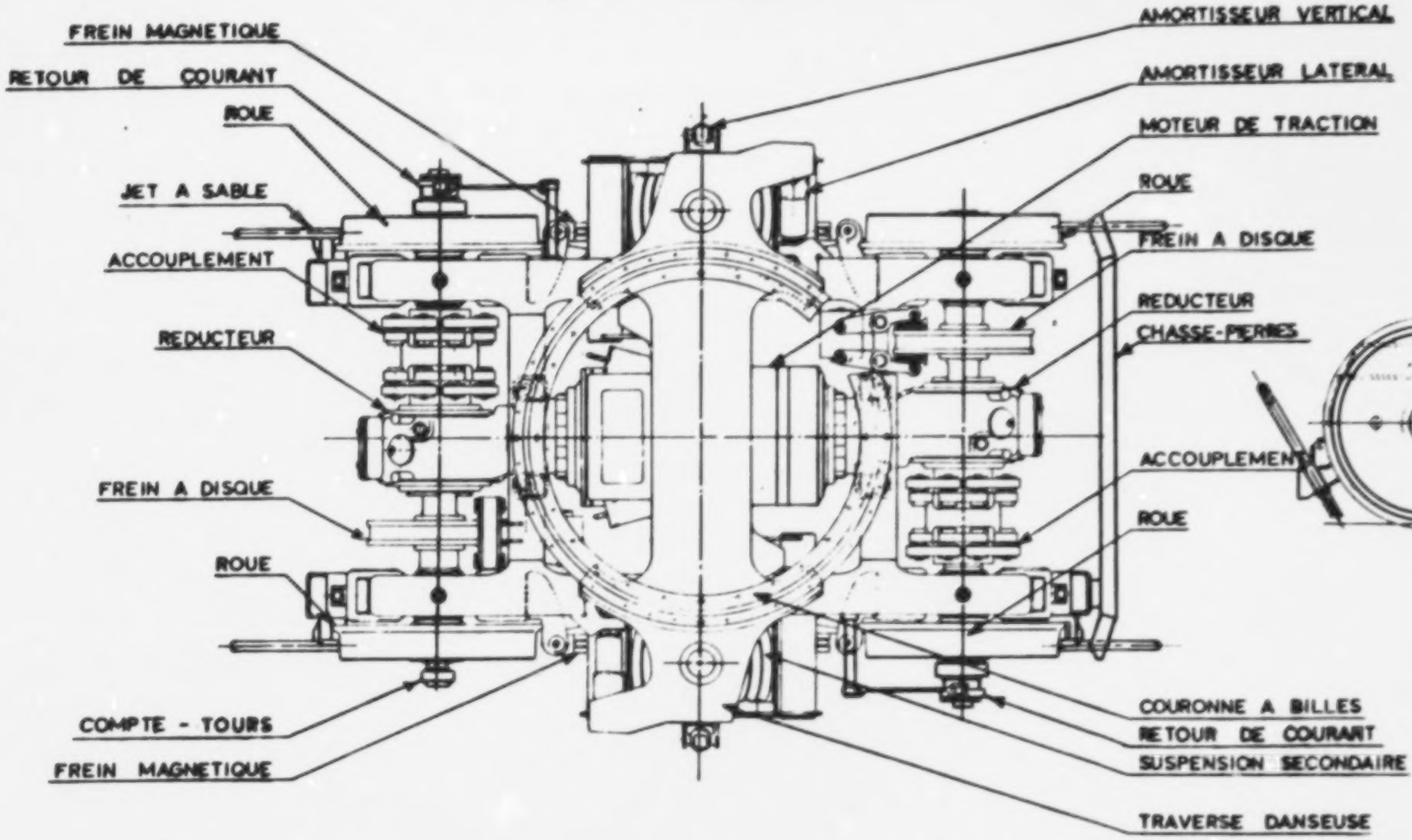
STRUCTURE	Châssis
	Traverse
	Couronne à billes
	Essieux
MOTORISATION	Roues
	Roulements
	Boîtes de roulements
	Moteur
	Réducteurs
	Accouplements
FREINAGE	Disques
	Actuateurs
	Patins magnétiques
SUSPENSIONS	Suspension primaire
	Suspension secondaire
	Suspension moteur-réducteurs
	Amortisseurs
	Butées élastiques
AUXILIAIRES	Bâche
	Retour de courant
	Détecteurs de vitesse
	Chasse-pierres
	Sablière
	Câblage
	Tuyauterie

* Pour réduire le volume du rapport nous n'avons énuméré que les composants et les divers sous-ensembles du bogie prototype. Le dessin de la page suivante indique où sont localisés les divers composants.

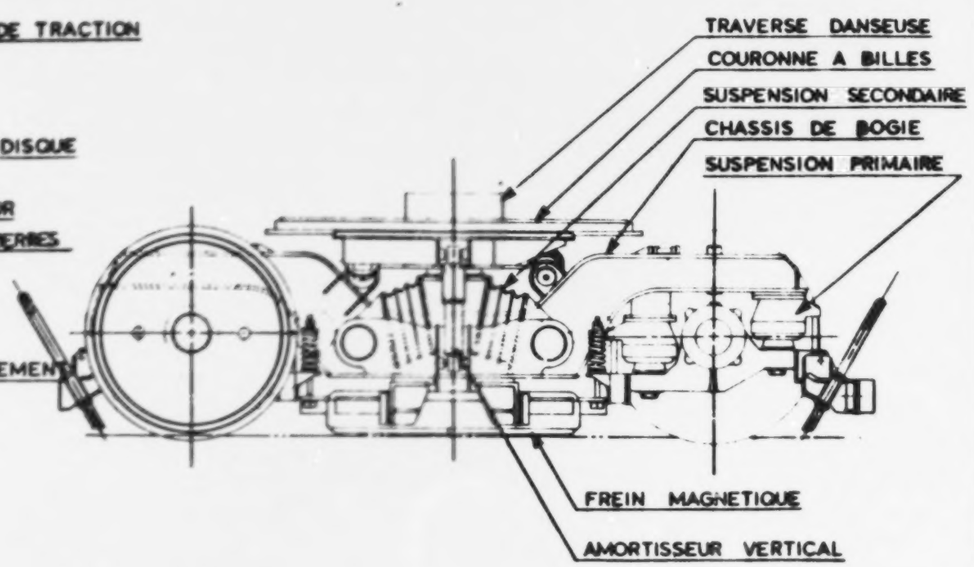
BSK-6061

No.	Zone	Nom	Req.	Numéro / Number	Description

VUE DE DESSUS



VUE DE FACE



Rév. App.	Rev.	Zone	Description	Init./Date
M.L.	B		MISE A JOUR	M.H. 82-12-08
M.L.	A	-	MISE A JOUR	G.L. 82-04-15

Conçu / Designed — Date

Dessiné / Drawn: M. LEPINE — Date: 82-01-14

Vérifié / Checked — Date: 82-01-19

Approuvé / Approved — Date: 82-01-28

Standard — Date

Projet / Project: BOGIE PROTOTYPE

Fini Surface / Finish

Tolérances — Sauf indication contraire / Unless otherwise noted

Ce dessin ne peut être copié ou reproduit sans le consentement écrit de Bombardier Limitée
This drawing may not be used or copied except as expressly authorized by Bombardier Limitée

Bombardier Limitée
Division du transport en commun
Mass Transit Division
Boucherville, Québec, Canada

Échelle / Scale: 1 / 20

Titre / Title: BOGIE MONOMOTEUR ENSEMBLE

Feuille / Sheet: 1 de 1

Numéro du dessin / Drawing number: BSK-6061.

Révision: B

B

2.5 EXAMEN DES PERFORMANCES

2.5.1 Accélération

a) Paramètres

- rayon de roue (R) : .35 m
- rapport de réduction (v) : 5.11 à 1
- rendement du réducteur (n) : .90
- masse à accélérer (AW2) : 27,000 Kg par moteur
- taux d'accélération (A) : 1.34 m/sec^2

b) Calculs de vérification

$F = MA \rightarrow 27{,}000 \times 1.34 = 36{,}180$ N.

$$C = \frac{F \times R}{n \times r} = \frac{36{,}180 \times .35}{.90 \times 5.11} = 2{,}750 \text{ N-m}$$

Le moteur choisi peut fournir un couple max. intermittent de 3075 N-m ce qui laisse une marge de sécurité de plus de 10%.

c) Vérification de l'adhérence

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{36180}{27{,}000 \times .70^{*} \times 9.8} = .2 = \mu$$

μ = coefficient de friction
N = charge verticale

Il est évident qu'avec un requis d'adhérence de .2, il faut avoir un système qui permettra de contrôler les glissements de roues.

* Le .70 représente la portion de charge verticale supportée par le bogie moteur à AW2.

2.5.2 Force de traînée

Même pour une application à basse vitesse, il est essentiel de calculer la force de traînée car les résultats nous permettent entre autres, de vérifier l'effet des vents de face et d'évaluer en tout temps la réserve de pouvoir pour accélérer et/ou pour gravir les pentes.

Pour effectuer ces calculs, nous avons considéré différentes approches telles que:

a) Formule modifiée de Davis;
b) Formule pour Autorails légers;
c) Formule pour Véhicules légers de la SNCF.

Les résultats comparés des différentes formules pour des applications semblables montrent que pour notre application, la formule c) est la plus adéquate. Elle inclut les effets produits par la résistance au roulement, la force de traînée nominale et la force de traînée supplémentaire causés par la géométrie de la caisse (périmètre et longueur d'enveloppe), ainsi que l'équipement installé sur le toit (pantographe).

Les calculs démontrent (voir figure 2.1) que la force de traînée, même à vitesse maximale, demeure environ à 50% de la force tractive maximale disponible.

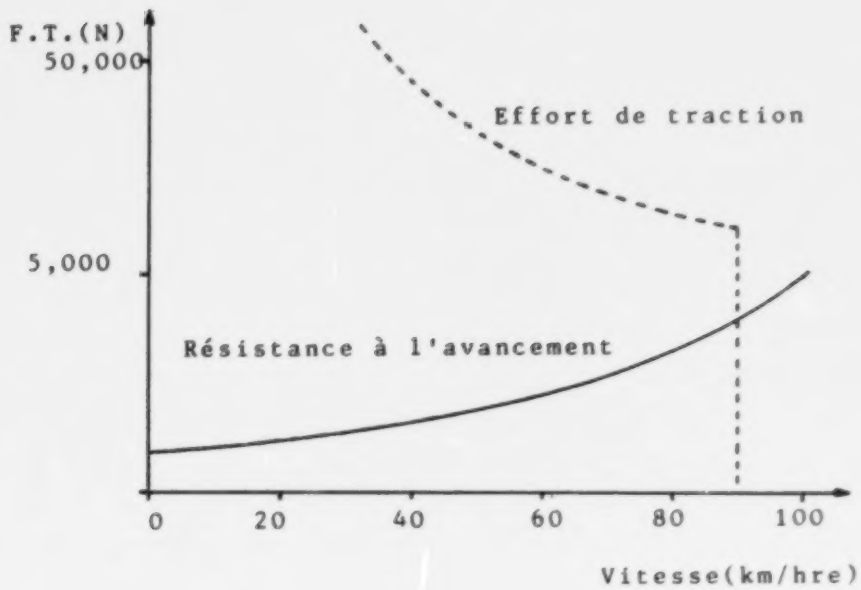


Fig. 2.1

2.5.3 **Effets des pentes**

Il est très intéressant de vérifier par exemple l'effet d'une panne sur un des deux moteurs électriques. On sait qu'il y a des pentes de 7% ce qui veut dire que la force requise pour gravir la pente est:

F = % pente x poids du véhicule
= .07x27000Kg.x2x9.8N/Kg = 37,044 N

Dans la section 2.5.1.b on a vu qu'un seul moteur pouvait fournir un effort de traction d'environ 39,000N ce qui veut dire qu'avec un seul moteur, il est possible de faire le circuit complet à vitesse réduite. (60 Km/hre si aucune pente).

2.5.4 Effets combinés traînée-pentes

Les figures suivantes illustrent les effets des pentes et du vent combinés à la force de traînée (F.T.) pour diverses conditions.

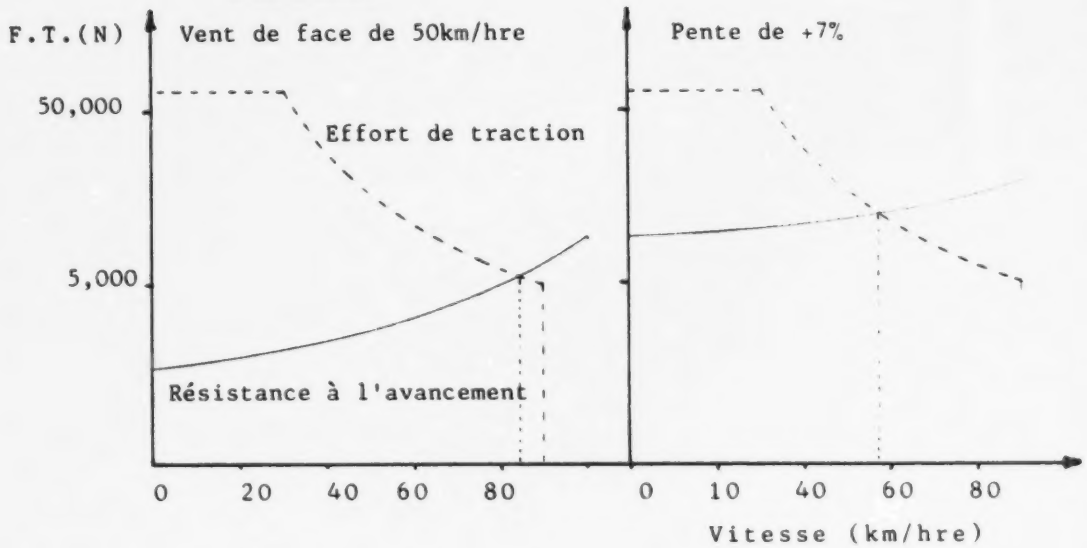


Fig. 2.2a

Fig. 2.2b

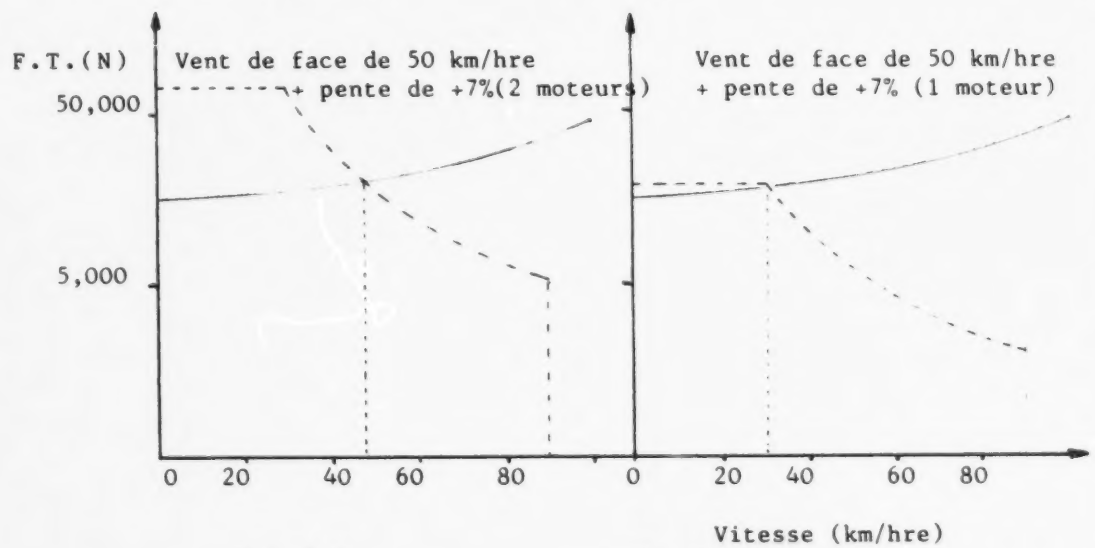


Fig. 2.2c

Fig. 2.2d

2.5.5 Freinage

a) Freinage normal

Ce mode de freinage se fait en combinant le freinage dynamique et le freinage par friction sur disques. Puisque le freinage dynamique est efficace seulement à haute vitesse, il faut que le freinage par disque puisse absorber l'énergie de manière à obtenir un taux de freinage de 1.34 m/sec.^{2} pour les basses vitesses là où le freinage dynamique n'agit plus.

Caractéristiques

Pression sur semelle	:	65000 N
Coefficient de friction	:	.4 (max.)
Rayon moyen du disque	:	200 mm
Nombre de disques	:	6
Poids du véhicule	:	52,500 Kg.
Rayon de la roue	:	355 mm

Effort par essieu

$$\frac{1.34 \times 52500}{6} = 11{,}725 \text{ N/essieu}$$

Effort sur disque

$$\frac{11725 \times 355}{200} = 20{,}811 \text{ N}$$

Coéfficient de friction $\dfrac{20{,}811}{65{,}000} = .32 < .4$

Le coéfficient de friction de .4 représente le coefficient normal entre les semelles et le disque. La valeur de .4 excède le requis de .32 et représente un facteur de sécurité de 1.25.

b) **Freinage d'urgence**

Les freinages d'urgence sont accomplis sur ce véhicule en utilisant simultanément le freinage dynamique provenant du moteur de traction, le freinage par friction provenant des disques, et le freinage par friction provenant des patins magétiques. Ainsi en combinant ces trois modes ensemble, on peut atteindre un taux de 2.5 m/sec^2.

Les calculs suivants servent à démontrer que le patin choisi est adéquat.

Caractéristiques:

Pression sur rail	:	60,000 Newtons/patin
Coéfficient de friction	:	.3
Poids du véhicule	:	52,500 Kg (AW2)
Nombre de patins	:	6

Effort par patin :

$$\frac{(2.5 - 1.34) \times 52,500}{6} = 10,150 \text{ Newtons}$$

$$\text{Coefficient de friction} = \frac{10,150}{60,000} = .17 < .3$$

Le surdimensionnement du système est nécessaire car les coefficients de friction varient d'un maximum de .4 jusqu'à moins de .1 pour des surfaces humides, grasses ou sales.

Note: Les calculs de performance qui précèdent sont ici résumés. Les fournisseurs des systèmes de traction et de freinage sont responsables des calculs et des essais sur voie pour vérifier le fonctionnement adéquat des systèmes qu'ils fournissent.

2.6 DESCRIPTION GENERALE DES SUSPENSIONS

2.6.1 Introduction

D'une façon générale, on appelle suspension, l'ensemble des liaisons "élastiques" reliant par exemple, le bogie à la caisse ou l'essieu au bogie.

Les premières suspensions des véhicules ferroviaires ont été utilisées sur des wagons à deux essieux, principalement pour des raisons de sécurité comme par exemple la répartition des charges aux roues circulant sur un plan vrillé. Ces suspensions étaient faites de ressorts à lames n'agissant que dans le plan vertical.

L'apparition de bogies équipés de suspensions secondaires et de châssis non rigide a corrigé ce problème et a même amélioré de beaucoup la performance du véhicule en courbe. De plus, pour les déviations verticales de la voie, le bogie comparé à la voiture à deux essieux, réduit de moitié la transmissibilité verticale et ce, sans tenir compte de l'effet des suspensions. Toutefois, l'utilisation du bogie a apporté un nouveau problème que l'on connaît bien sous le nom de "hunting". Ce phénomène est décrit dans la section suivante.

Les bogies conçus durant les vingt-cinq dernières années ont des suspensions qui agissent suivant les trois axes majeurs. Ces suspensions plus complexes sont utilisées pour les raisons suivantes:

axe vertical: - répartir de façon adéquate les charges sous les roues (sécurité),

- filtrer les irrégularités verticales de la voie (oscillations produites par le bogie (confort)),
- minimiser les contraintes imposées à l'équipement du bogie en atténuant les chocs (entretien).

axe latéral:
- fournir la stabilité du bogie (sécurité + confort),
- filtrer les irrégularités latérales de la voie (confort + entretien).

axe longitudinal:
- lier le bogie à la caisse,
- lier les essieux au bogie,
- permettre l'alignement radial des essieux lors des négociations de courbes.

2.6.2 Choix des suspensions

Parmi les types de suspensions disponibles, il y a quatre grandes catégories: (voir 2.6.4)
- suspensions à lames (leaf springs),
- suspensions pneumatiques (air bags),
- ressorts hélicoidaux,
- suspensions de caoutchouc.

Ces catégories de suspensions sont utilisées seules ou combinées selon les applications.

La première catégorie de suspension (lames) n'est plus réellement utilisée seule, à cause de son encombrement. Elle est par contre utilisée comme lien servant surtout à la traction. Ce genre de suspension pour notre application, n'a pu être retenu malgré ses excellentes propriétés d'amortissement par friction.

Les suspensions pneumatiques n'ont pu être retenues car le véhicule n'est pas équipé d'un système d'air comprimé.

L'encombrement des ressorts hélicoïdaux et l'impossibilité de les faire travailler suivant les trois axes à la fois, de même que leurs résonnances internes qui rendent le véhicule plus bruyant, justifient pour cette application, leur rejet en tant que système de suspension.

Les suspensions de caoutchouc ont donc, pour notre application, été retenues à cause de leurs propriétés de filtrage acoustique, de leurs possibilités de lier élastiquement dans les trois axes, de leurs réductions d'encombrement et de leurs propriétés internes d'amortissement.

Le caoutchouc et ses différentes propriétés sont décrits et expliqués dans la section suivante.

2.6.3 Propriétés du caoutchouc

2.6.3.1 Introduction

Le caoutchouc peut être défini comme étant un matériau élastique qui peut subir des modifications de manière à altérer ses propriétés générales d'écoulement plastique, de son taux d'élongation et de sa vitesse de rétraction.

Ceci s'applique particulièrement au caoutchouc naturel qui est fait à partir du "lait" extrait de l'arbre appelé "Hevea Brasiliensis" tandis que les caoutchoucs synthétiques sont faits de polymères, de copolymères et de composés organiques variés.

Le caoutchouc possède un faible module d'élasticité et peut résister à des déformations de l'ordre de 1000% (10X) pour ensuite se rétracter dans sa position originale. Il peut aussi être moulé et prendre diverses formes de même qu'il peut être vulcanisé (collé) sur des plaques d'acier.

En changeant sa forme il est possible d'altérer ses caractéristiques charge-déflexion. Ainsi, de par ses propriétés générales, le caoutchouc constitue un matériau de choix pour des applications où on a à absorber ou à isoler des vibrations.

Toutefois, malgré des progrès technologiques constants, la technologie du caoutchouc demeure plus un art qu'une science et ce pour les raisons suivantes:

- le caoutchouc est très difficile à analyser car il est fait de composés organiques formés par de longues chaînes moléculaires complexes,
- les variations mineures d'un procédé à l'autre en font un matériau qui a des propriétés physiques variables
- les manufacturiers se font particulièrement discrets quant à leurs procédés de même qu'en ce qui a trait aux effets possibles sur les variations de propriétés d'un élément donné.

Il n'en reste pas moins que ce matériau est très avantageux pour le transport ferroviaire (passager). Par exemple, l'utilisation du caoutchouc a permis de développer des bogies ayant des suspensions (surtout les primaires) plus performantes

surtout lors des négociations des courbes et aussi plus confortables, grâce à ses propriétés de filtrage acoustique.

Il est important de noter qu'il faut très bien connaître les propriétés du caoutchouc ainsi que ses limites et désavantages avant de l'utiliser comme élément de suspension.

2.6.3.2 Fluage

Le fluage aussi appelé "creep" ou "drift" est la caractéristique par laquelle le caoutchouc continue de se déformer même après avoir subit une déformation originale causée par une augmentation de contraintes mécaniques internes. Ce phénomène particulier dépend des propriétés d'écoulement du caoutchouc.

Diverses études ont montré que le fluage qui survient à court terme dépend du réarrangement des liens moléculaires tandis que le fluage à long terme provient de l'effet de l'oxidation (ozone) qui avec le temps, cause le bris des chaînes moléculaires.

En général, le fluage est moins important en compression qu'en cisaillement et moins important en cisaillement qu'en tension, phénomène dont il faut tenir compte lors de la conception. Le fluage est aussi très influencé par la température ambiante de même que par la dureté du caoutchouc.

Le fluage est un phénomène qui évolue rapidement jusqu'à une certaine valeur pour ensuite évoluer plus lentement et progressivement dans le temps.

Les figures 2.3 a) et b) illustrent les effets de la température et la distribution du fluage dans le temps pour une application donnée. Le fluage est un procédé qui est toutefois presqu'entièrement réversible.

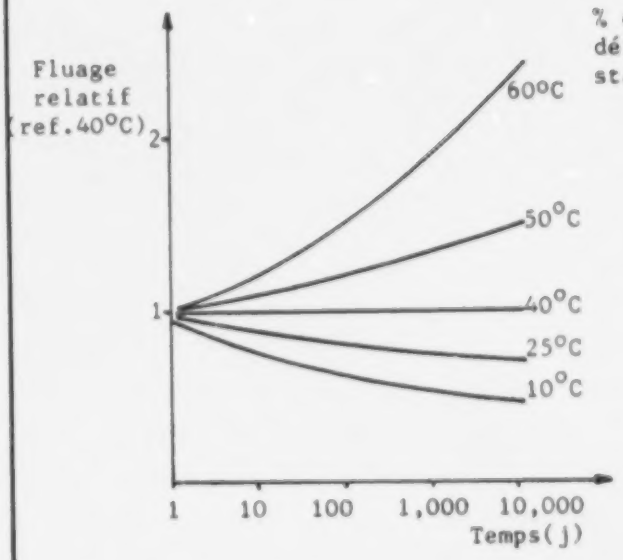


Figure 2.3a)

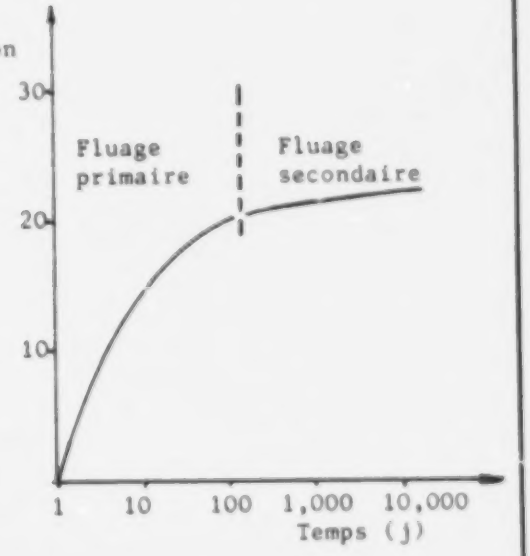


Figure 2.3b)

2.6.3.3 Rigidité

Puisqu'il est possible de donner différentes formes aux éléments de suspensions de caoutchouc, il est aussi possible d'obtenir plusieurs types de rigidité. La figure 2.4 illustre les trois principaux cas de rigidité que l'on peut obtenir à partir de changements géométriques. Les courbes a, b et c représentent respectivement des rigidités linéaires, croissantes et décroissantes.

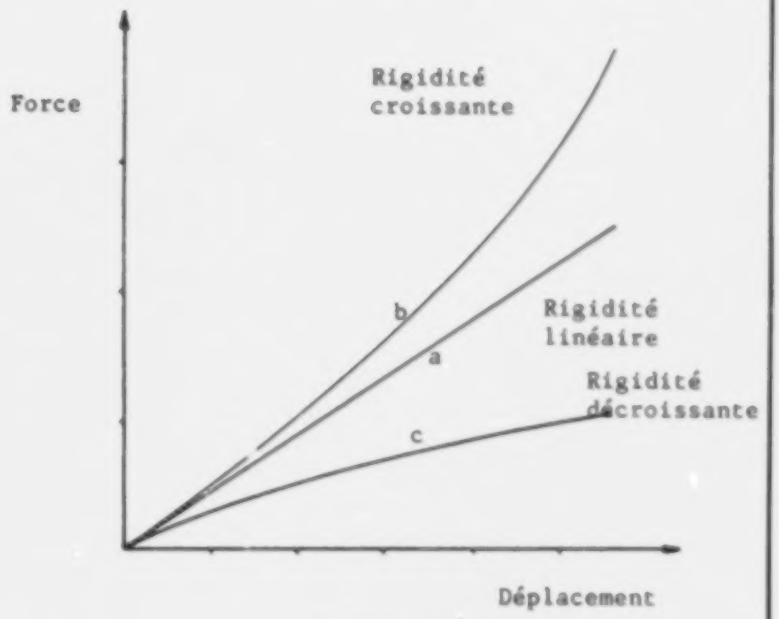


Figure 2.4

Le concepteur doit, quand il a choisi les éléments de suspensions de caoutchouc, tenir compte de la rigidité dynamique qui en général varie entre 100% et 130% de la rigidité statique, selon la fréquence. De plus, il faut aussi tenir compte de l'augmentation de rigidité due au fluage (tassement des chaînes moléculaires). Dans ce cas on doit ajouter ou multiplier par un facteur supplémentaire de 1.1.

2.6.3.4 Amortissement interne

Le caoutchouc possède aussi une autre propriété intéressante, en effet la figure 2.5 a) montre que la courbe, force-déplacement, ne suit pas le même trajet dans les phases compressions et extensions.

Ce phénomène appelé hystérisis est avantageux car il permet dans certains cas, d'éliminer l'installation d'amortisseurs hydrauliques. Règle générale, le taux d'amortissement augmente avec la fréquence jusqu'à un maximum correspondant à des fréquences d'environ 10 Hz. Ce taux est aussi proportionnel à la dureté du caoutchouc et varie beaucoup, surtout à basse température. Les figures 2.5 a, b, c et d illustrent les effets de la température et de la fréquence vs la rigidité et l'amortissement sur un élément de suspension fait de caoutchouc.

En ce qui concerne le caoutchouc naturel, le taux d'amortissement varie de .01 à .09 selon les différentes applications et conditions.

2.6.3.5 Autres propriétés

Pour les applications ferroviaires, il est essentiel de considérer les facteurs de l'environnement pouvant affecter ou dégrader le caoutchouc.

Par exemple, l'ozone fera fissurer le caoutchouc jusqu'à une certaine profondeur. Les effets des huiles minérales et des solvents peuvent faire perdre une forte portion de rigidité au caoutchouc et dans certains cas, en causer la désagrégation.

Les basses températures produisent une augmentation rapide de la dureté jusqu'au point de cristallisation là où le caoutchouc devient presque solide. Et enfin, le caoutchouc peut se briser par fatigue statique, de même que par fatigue dynamique.

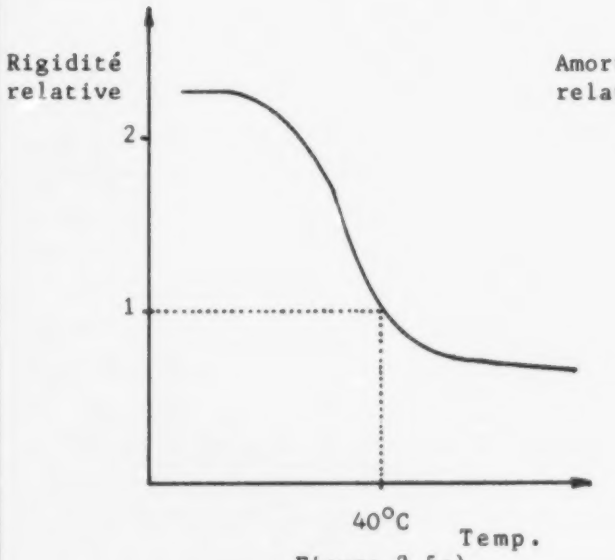


Figure 2.5a)

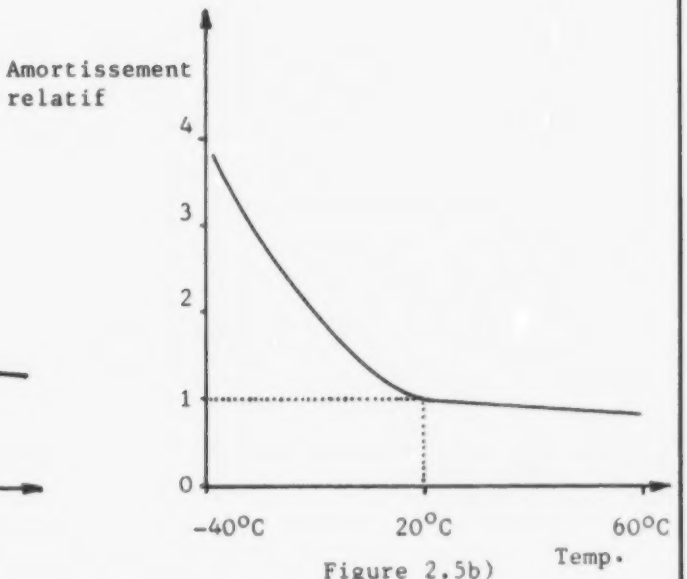


Figure 2.5b)

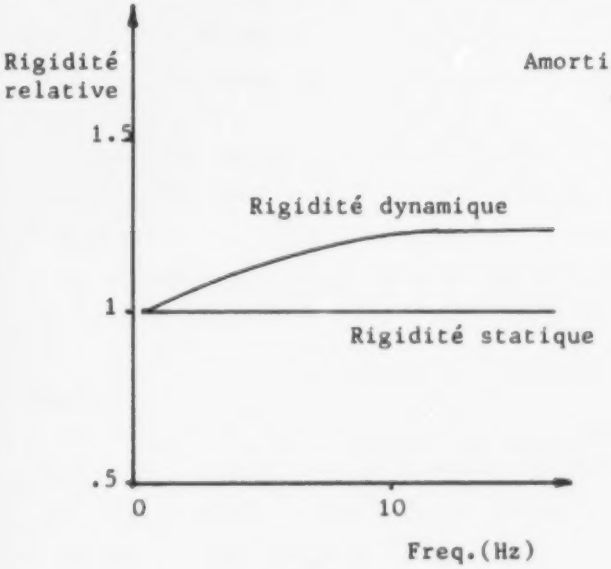


Figure 2.5c)

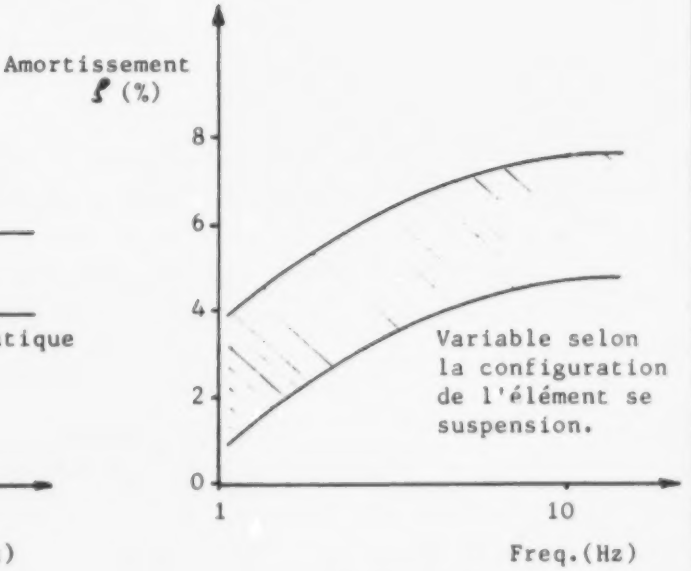


Figure 2.5d)

2.6.4 Comparaison des divers types de suspensions

La matrice suivante contient la liste des avantages et désavantages des types de suspensions comparés.

Qualificatifs \ Types utilisés	Ressorts à lame	Ressorts Hélicoïdaux	Ballon pneumatique	Ressorts de caoutchouc
Poids	Elevé	Moyen	Moyen	Faible
Coût	Faible	Faible	Très élevé	Elevé
Encombrement	Très élevé	Moyen	Moyen	Moyen
Complexité	Moyenne	Faible	Très élevée	Faible
Fiabilité	Moyenne	Elevée	Moyenne	Moyenne à élevée
Entretien requis	Moyen à faible	Faible	Elevé	Moyen
Variations de rigidité	Moyennes	Faibles	-	Elevées
Amortissement int.	Excellent	Faible	Moyen	Moyen
Résistance aux agents extérieurs	Elevée	Elevée	Faible	Faible
Propriétés de filtrage acoustique	Moyennes	Faibles	Excellentes	Excellentes
Bruit généré	Elevé	Moyen	Faible	Faible
Opère suivant les trois axes majeurs	Non	Non	2 axes	3 axes

2.6.5 Description des suspensions choisies

2.6.5.1 Suspension primaire

Le type de suspension primaire choisi pour le bogie prototype provient de la firme allemande CLOUTH, et consiste essentiellement en un tore en caoutchouc naturel, intercalé entre une cloche et un mandrin conique. Ce genre d'élément de suspension peut agir suivant les trois axes majeurs.

Ce choix se justifie surtout par la réduction d'encombrement et par les propriétés de filtrage acoustique. Cependant, contrairement au ressort hélicoïdal fabriqué d'acier, le caoutchouc de ces suspensions possède une propriété appelée fluage, décrite précédemment.

Par ailleurs, ceci nous contraint à installer périodiquement des cales pour conserver les hauteurs nominales et ainsi rétablir le niveau du véhicule dans les cas où il y a débattements. De plus, le caoutchouc est un matériau non stable, et extrêmement vulnérable aux solvents, aux graisses et même à l'ozone.

Malgré ces désavantages, l'élément de caoutchouc demeure un bon choix de par ses propriétés internes d'amortissement. Ceci permet en outre d'éviter l'emploi d'amortisseurs hydrauliques qui nécessitent habituellement un certain entretien en plus d'augmenter la complexité et l'encombrement.

2.6.5.2 Suspension secondaire

Les éléments de la suspension secondaire sont fournis par Métalastik d'Angleterre. Ils sont composés de pièces de caoutchouc insérées entre des plaques d'acier. Ce type de suspension possède à peu de chose près les mêmes avantages et désavantages que les éléments de la suspension primaire. Toutefois, étant donné que cet "étage" est beaucoup plus mou que le primaire ne l'est et que les déplacements sont beaucoup plus élevés, on a pour les fins de courses latérales et verticales, additionné des butées progressives. En plus, pour rétablir l'équilibre stable le plus rapidement possible, des amortisseurs hydrauliques verticaux et latéraux ont été ajoutés.

2.6.5.3 Rigidité* des suspensions

	axe vertical	axe latéral	axe longitudinal
Suspension primaire (par bogie)	4.8×10^6 N/m	12×10^6 N/m	12×10^6 N/m
Suspension secondaire (par bogie)	1.6×10^6 N/m	$.5 \times 10^6$ N/m	9.2×10^6 N/m

* Les valeurs données ici sont des rigidités statiques. Les rigidités dynamiques après fluage sont de l'ordre de 20% à 50% plus élevées dépendemment de facteurs comme la température, l'âge, le niveau de contraintes et la géométrie de la pièce.

2.6.5.4 Amortisseurs hydrauliques

Etant donné les débattements permis à la suspension secondaire, des amortisseurs hydrauliques ont été ajoutés afin de stabiliser le plus rapidement possible les oscillations de la caisse.

Habituellement ils sont installés suivant les axes vertical et latéral. La valeur originale du taux d'amortissement est de 20 à 30% du taux de l'amortissement critique. Ensuite, si nécessaire, le taux d'amortissement sera ajusté jusqu'à l'obtention d'un niveau de confort désiré.

Les amortisseurs hydrauliques qui ont été sélectionnés nous permettent de varier le taux d'amortissement de la caisse entre 10 et 35% du taux d'amortissement critique.

La sélection de la force d'amortissement est effectuée en considérant une vitesse de compression/ extension de l'amortisseur de .2 m/sec. et un taux d'amortissement non dimensionnel de 25%.

$\zeta = \frac{C}{Cc}$ et $C = \frac{F}{V}$ et $Cc = 2\,m\omega_n$

$\zeta = .25$

$\omega_n = 2\pi$ rad/sec

$V = .2$ m/sec (vitesse moyenne de compression/ extension)

$m = 10{,}000$ Kg (masse impliquée)

$F(N) = \zeta * Cc * V$

$F = .25 * (2*10000 \frac{N\ sec^2}{m} * 2 \text{ rad/sec}) * .2 \frac{m}{sec} = 6300\ N$

La valeur calculée est nécessaire et suffisante pour que le fournisseur puisse sélectionner les dimensions de l'unité. Habituellement, cette valeur de départ représente un taux d'amortissement moyen. La figure 2.6 donne la force d'amortissement en fonction de la vitesse compression/extension de l'amortisseur.

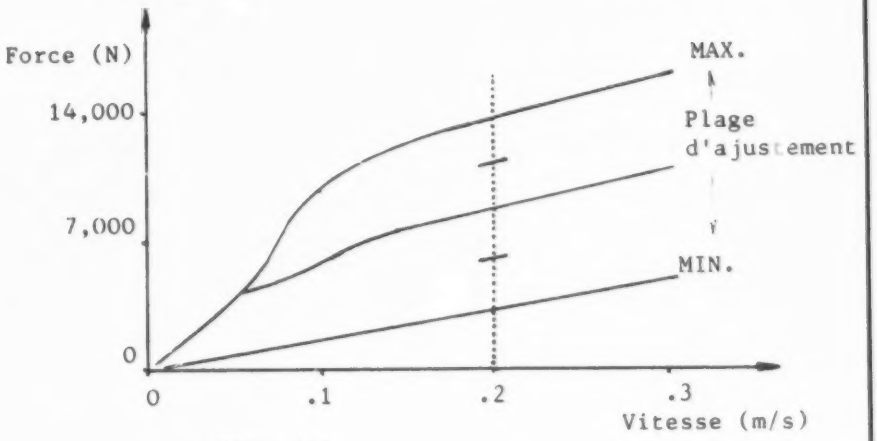


Fig. 2.6

2.6.5.5 Charges et déflections statiques

Il est important de souligner que la rigidité verticale de la suspension primaire a dû être choisie pour obtenir une variation de déflection sous charge d'environ 12 mm afin de protéger les réducteurs et les essieux.

Le tableau de la page suivante montre comment sont réparties les charges et déflections sur les suspensions.

TABLEAU 2.1

a) Charges sur bogie et déflections totales:

	Charges (daN) Bogie moteur	Déflections (mm) Bogie moteur
AW0	10,390	- 125 (151)*
AW1	12,235	142 (167)*
AW2	14,151	158 (182)*
AW3	15,082	168 (191)*
AW4	16,013	175 (198)*

b) Charges et déflections sur suspension secondaire:

AW0	10,875	- 68 (75)
AW1	12,720	80 (87)
AW2	14,650	24 (92)
AW3	15,570	99 (106)
AW4	16,495	105 (112)

c) Charges et déflections sur suspension primaire:

AW0	13,824	57 (76)
AW1	15,670	62 (80)
AW2	17,590	66 (83)
AW3	18,520	69 (85)
AW4	19,450	70 (86)

* Les valeurs entre parenthèses représentent des déflections dans le cas de suspensions stabilisées.

2.6.6 Analyse des gabarits

Cette analyse permet de vérifier le gabarit limite du véhicule afin de s'assurer qu'il n'y aura pas décrochage du caténaire ou arrachement des parties les plus exposées du véhicule.

Les cas étudiés sont: les effets des surélévations (dévers) et du vent transversal pour le décrochage du pantographe et, les courbes verticales et horizontales ainsi que les bris de suspensions pour les parties hautes, basses et médianes de la caisse.

2.6.6.1 Vue en bout

a) **Dévers**

En effectuant un calcul par itération qui évalue les déflections en roulis des deux étages de suspension en fonction du dévers et de la redistribution des charges, on obtient la position du pantographe par rapport au caténaire tel que montré à la figure 2.7.

b) **Vent transversal**

De la même façon qu'en (a), on peut calculer l'angle du roulis et ainsi déterminer la position que prendra le pantographe sous un vent transversal de 70 mph (31,3 m/s), voir figure 2.7.

La force causée par la pression dynamique du vent est calculée selon l'équation:

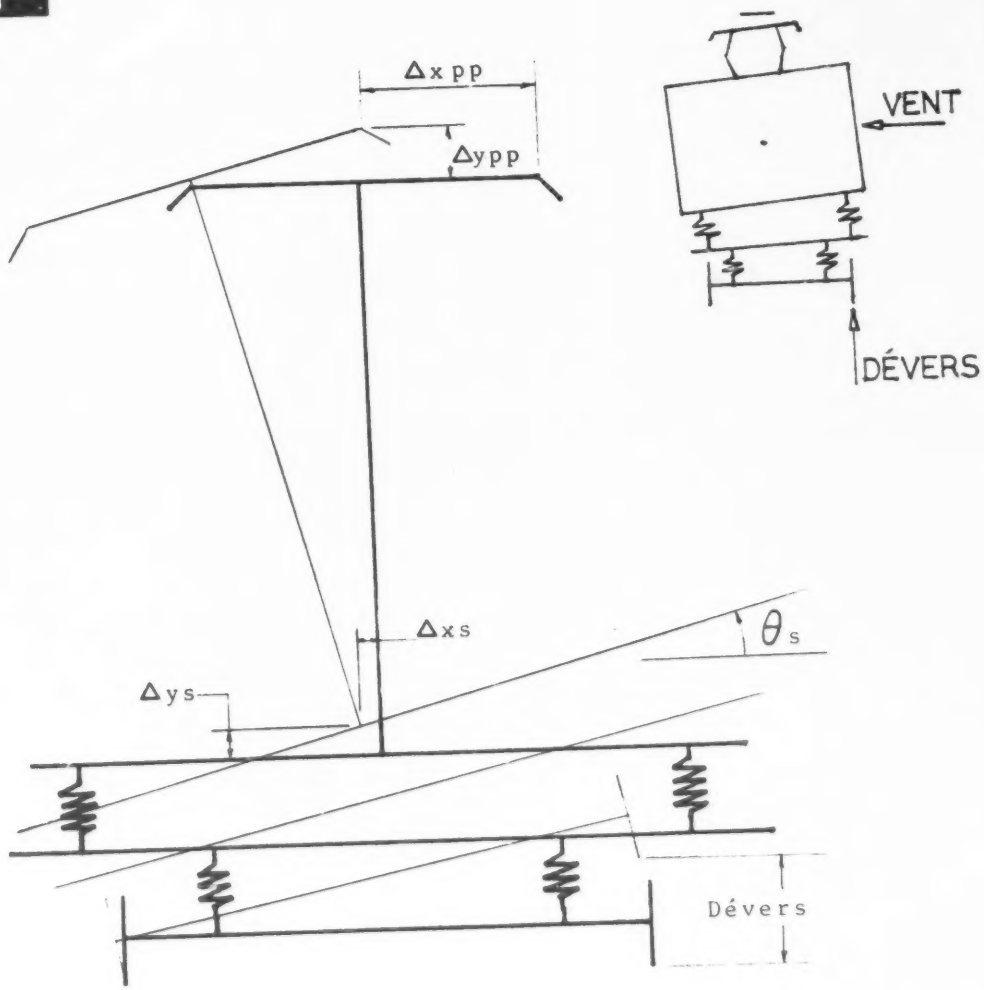
$$F = C_N * \frac{1}{2} \rho \, v^2 * S$$

$$F = 1,3 * \frac{1}{2} * 1,225 \frac{kg}{m^3} * 31,3^2 \frac{m^2}{s^2} * (3,042m * 8,645m)$$

$$F = 20,505 \text{ KN}$$

c) **Données utilisés pour les calculs**

a	=	9.040 mm	distance entre pivots
p	=	1.900 mm	entr'axe essieux
l	=	1.465 mm	limite usure rails
d	=	1.408 mm	limite usure boudins
q	=	5 mm	jeu suspension primaire
w	=	30 mm	jeu suspension secondaire
hpp	=	5.638 mm	hauteur nominale, pantographe
hs	=	433,2	hauteur du plan rotation, suspension secondaire
b	=	2.650 mm	largeur caisse (longeron)
lpp	=	1.150 mm	largeur pantographe
lp	=	1.150 mm	distance susp. primaire
ls	=	1.680 mm	distance susp. secondaire
lr	=	1.502 mm	largeur aux roues
		5.540 N/mm	raideur suspension primaire bogie moteur
fp			
		5.050 N/mm	raideur suspension primaire bogie porteur
		1.600 N/mm	raideur suspension secondaire bogie moteur
fs			
		1.480 N/mm	raideur suspension secondaire bogie porteur
R	=	25 m	rayon courbe horizontale
		250 m	rayon courbe verticale, dos d'âne
Rv			
		350 m	rayon courbe verticale, cuvette



Vent (mph)	Dévers (po)	θs (degrés)	Δxs (mm)	Δys (mm)	Δxpp (mm)	Δypp (mm)
0	3	3.53	33.9	37.1	355.7	62.6
0	6	7.21	74.8	71.4	732.5	102.5
70	0	2.35	26.5	7.5	240.8	26.7

Figure 2.7

2.6.6.2 Vue en élévation

a) Calcul parties hautes

(Voir fig. 2.8)

La situation la plus défavorable possible à considérer est la suivante:

- roues neuves
- bogie articulation:
  suspension primaire : AW0 + 25% dynamique
  suspension secondaire : à butée basse
- bogie moteur:
  suspension primaire : AW0 - 25% dynamique
  suspension secondaire : AW0 - 25% dynamique
- tolérances caisse, bogie et suspension, 5 mm

fp et fs étant les flexibilités des suspensions, les déplacements verticaux se calculent comme suit:

articulation $\Delta ha = 0{,}25\ AW_0 \times fp + Cs$

Cs = course secondaire = 55 mm

bogie moteur $\Delta hm = 0{,}25\ AW_0\ (fp + fs) + 5$

On obtient $\Delta ha = 60$ mm

$\Delta hm = 21$ mm

Le déplacement vers le haut d'une section quelconque devient donc:

$$\Delta hn = (\Delta ha + \Delta hm + \text{tolérances}) \frac{a + n}{a} - \Delta ha$$

De plus, dans une courbe verticale Rv (en dos d'âne) un point, se trouvant à l'extrémité de la voiture, s'éloigne du rail de:

$$e_v = \frac{n\,(a + n)}{2\,R_v}$$

Par exemple pour la toiture-nez du véhicule
n = 3833 mm, h = 3398 mm
donc, Δh_n sera égal @ 63 mm en ligne droite et e_v @ 98 mm plus haut encore pour une courbe verticale en dos d'âne de 250 m de rayon.

En effectuant ce calcul pour chacun des points critiques, on obtient le gabarit des parties hautes:

- en ligne droite:
  h = 3739mm capot de chauffage
- en courbe verticale:
  dos d'âne h = 3793mm capot de chauffage
  h = 3535mm reste de la largeur de toiture
  cuvette h = 3766mm résistances de chauffage
  h = 3440mm reste de la largeur de toiture

b) **Calcul parties basses**
(voir fig. 2.9)

La situation la plus défavorable possible à considérer est la suivante:

- roues usées : usure max. Δr= 25,4mm
- bogie articulation : suspension primaire:
  AWo - 25% dynamique
  suspension secondaire:
  AWo - 25% dynamique
- bogie moteur : suspension primaire:
  AWo+ 25% dynamique
  suspension secondaire:
  à butée basse

- tolérances caisse, bogie et suspension: 5mm comme en (a) fp et fs étant les flexibilités des suspensions, les déplacements verticaux se calculent comme suit:

  articulation

  $\Delta ha = 0,25\ AWo \times (fp + fs) = 17,5mm$

  bogie moteur

  $\Delta hm = +0,25\ AWo\ fp + Cs + 5 = 60,7mm$

  le déplacement vers le bas d'une section quelconque devient donc:

  $\Delta h_n = \Delta ha - (\Delta ha + \Delta hm + \text{tolérance}) \frac{a + n}{a} - \Delta r$

- de plus, dans une courbe verticale Rv en cuvette un point se trouvant à l'extrémité de la voiture s'approche du rail de la valeur:

  $e_v = \frac{n\ (a + n)}{2\ Rv}$

Par exemple, pour le marche-pied avant du véhicule avec n = 3237 et h = 235, on obtient Δh_n = -121mm i.e. marche-pied à 114mm du rail.

De plus, en courbe verticale, Rv = 350m, on obtient e_v = 56, et le marche-pied n'est plus qu'à 58mm du rail.

Pour la partie médiane (h = 230mm), la situation la plus défavorable que nous examinons est avec tous les ressorts à butée basse et roues usées:

Figure 2.8

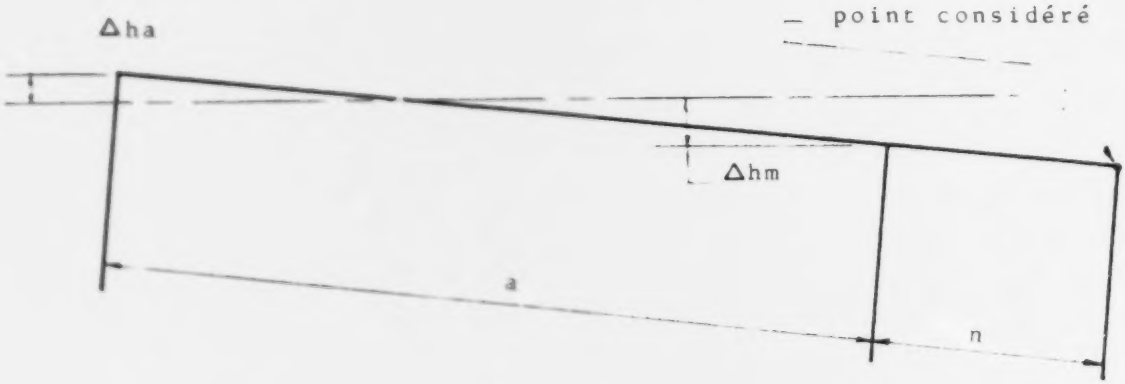


Figure 2.9

primaire	19 mm
secondaire	55 mm
roues usées	25.4mm
	99.4mm = 100mm

On arrive donc à:

230 - 100 = 130mm du rail

De plus, en courbe verticale Rv = 350 m dos d'âne; ce point se rapproche du rail de:

$$i = \frac{a^2 + p^2}{8\ Rv} = 42mm,\ \text{donc à } 88mm \text{ du rail}$$

On obtient donc pour les parties basses, le gabarit suivant:

en ligne droite à 114 mm au-dessus du rail
en cuvette à 58 mm au-dessus du rail
en dos d'âne à 88 mm au-dessus du rail

2.6.6.3 Vue en plan

a) **Déport extérieur - Nez du véhicule**
(voir fig. 2.10)

n = 3833 mm, b = ±1900mm, courbe de R = 25m

$$e = \frac{(a/2 + n)^2}{2R + b} - i, \quad \text{où} \quad i = \frac{a^2 + p^2}{8R}$$

i = 427mm
e = 917 mm
déport extérieur: $\frac{b}{2} + e$ = 1867mm

b) **Déport intérieur - Partie médiane**
(voir fig. 2.11)

- lacet en ligne droite

$$d_1 = \frac{(l - d}{2} + q + w) \Big/ \frac{a + 2n}{a} = 63,5 / (a + 2n)/a$$

comme n = a/2, le déport en courbe est de 32mm

- déport géométrique en courbe est

  i = 427mm comme en (a)

- déport intérieur: $\frac{b}{2} + i + d_1 = 1784mm$

NOTE: La plupart de ces calculs ont été effectués en suivant la norme U.I.C. 505-2@5

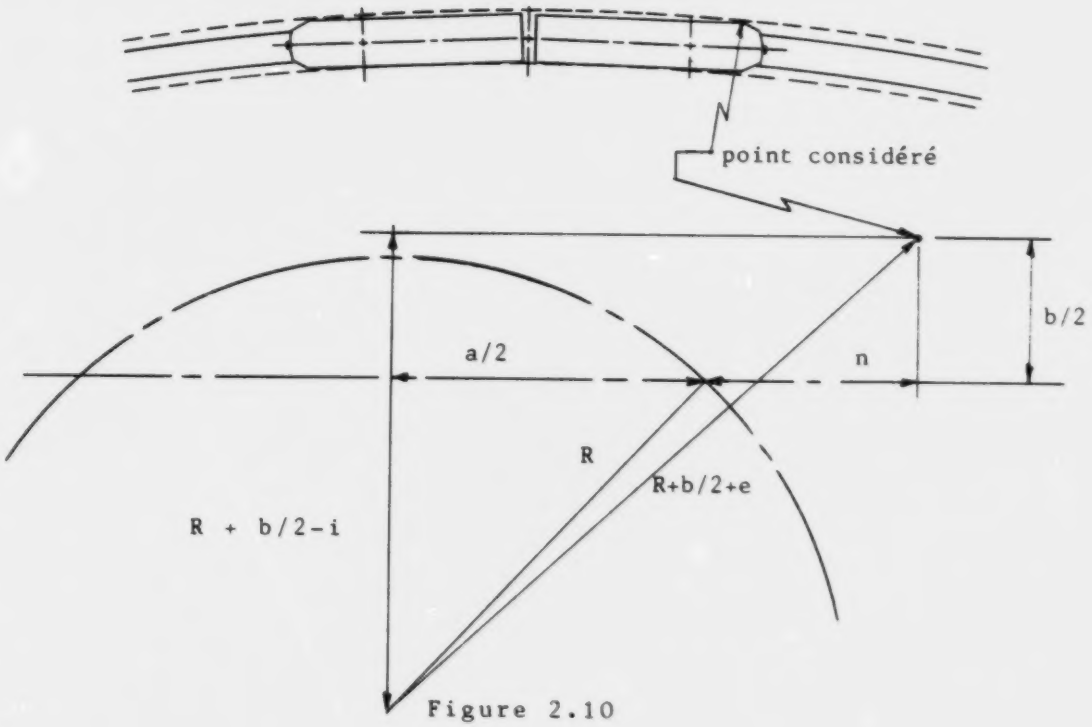


Figure 2.10

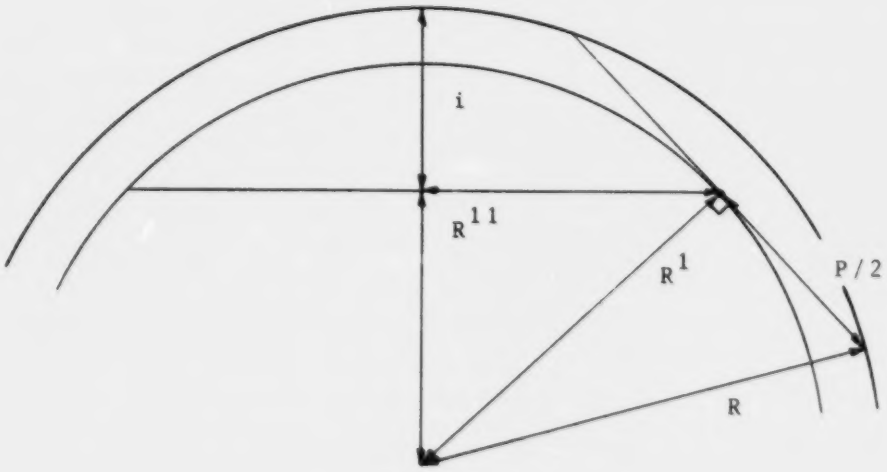


Figure 2.11

SECTION 3

ANALYSES DYNAMIQUES

3.1 INTRODUCTION

Après avoir revu les différentes caractéristiques physiques des éléments de suspension, il faut vérifier la compatibilité de ceux-ci avec le concept de bogie proposé. Cette vérification s'effectue en s'assurant que les éléments de suspension rempliront bien leurs fonctions en régime dynamique. Ces fonctions peuvent s'énumérer comme suit:

- assurer un guidage stable, tant en ligne droite qu'en courbe;
- réduire les efforts roue-rail (l'usure) en courbe;
- filtrer les défauts de voie afin de protéger les équipements et assurer un bon niveau de confort aux passagers.

Afin de comprendre comment les éléments de suspension peuvent affecter le guidage et le niveau des forces aux roues, il est essentiel de revoir les caractéristiques inhérentes au mode de roulement fer sur fer.

Considérons une roue à bandage conique sur un rail dont le rayon de la tête est relativement grand. A cause des charges normalement présentes, le point de contact entre la roue et le rail est une surface de dimensions finies (figure 3.1).

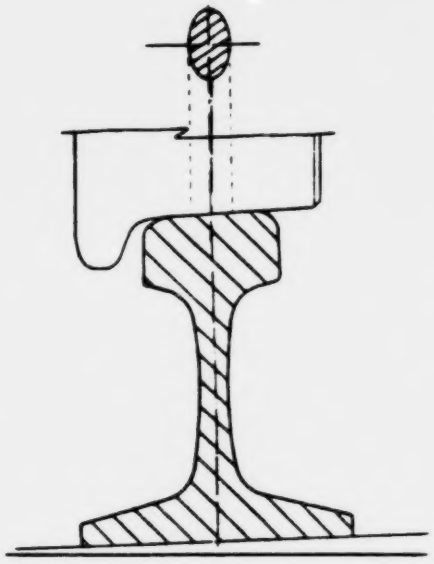


Figure 3.1
Zone de contact roue/rail

Cette zone de déformation élastique commune aux deux corps est de forme elliptique et dépend du rayon transverse de la roue, du rayon de la tête du rail et du rayon de roulement de la roue. La surface de cette zone de contact varie en fonction de la charge verticale appliquée à la roue et du module d'élasticité des aciers en contact. (réf.: 1 et 2)

Lorsque cette roue roule à une certaine vitesse et subit un couple de freinage assez puissant pour la bloquer, il y a un phénomène de glissement pur entre celle-ci et le rail. La force de freinage dans ce mode est proportionnelle à un coefficient de friction dynamique et est relativement faible.

Si le couple de freinage est plus faible et génère un plus petit écart entre les vitesses tangentielles relatives dans la zone de contact roue/rail, le freinage ne s'effectuera plus dans un mode de glissement pur mais plutôt dans un mode de pseudo-glissement. Pour une condition de pseudo-glissement près du point de glissement pur, le freinage est plus efficace puisque la force de freinage est plus près de la limite d'adhérence. En pratique, les systèmes de freinage asservis opèrent dans la zone du pseudo-glissement afin d'optimiser leur rendement (figure 3.2).

Considérant maintenant une accélération de la vitesse tangentielle de la roue par rapport au rail, nous sommes en mesure de dire que la différence relative de la vitesse tangentielle au point de contact roue/rail génère une force qui accélèrera le centre de la roue (force de traction, Fig. 3.3). Ainsi de par la géométrie d'un assemblage typique comprenant deux roues à bandages coniques montées sur un même essieu, il est facile de concevoir qu'un déplacement latéral de l'essieu par rapport au centre de la voie engendrera des différences de vitesses relatives aux points de contacts (Fig. 3.4).

Il en résultera des forces qui auront tendance à orienter l'essieu de façon à ce qu'il se dirige vers le centre de la voie en lui donnant un angle de lacet. Ces forces sont normalement plus faibles que les forces de freinage ou de traction parce que le pseudo-glissement impliqué est faible. (Fig. 3.5).

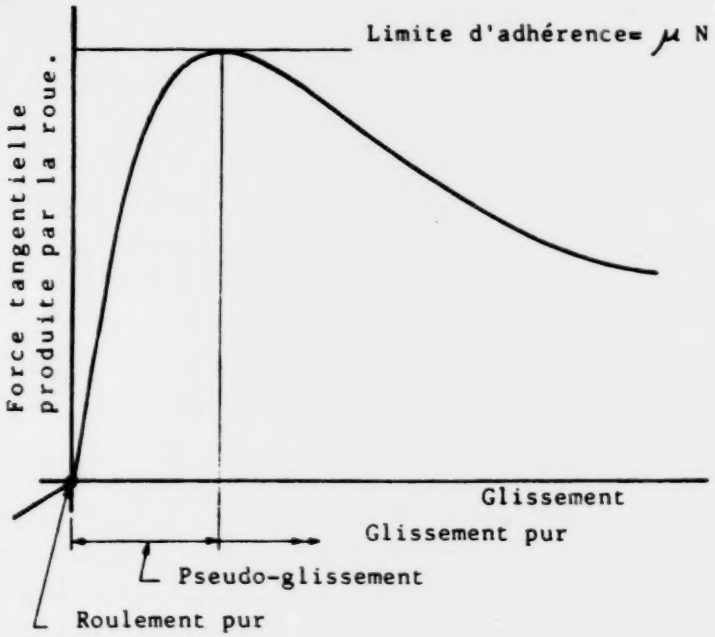


Figure 3.2 Courbe adhérence vs glissement

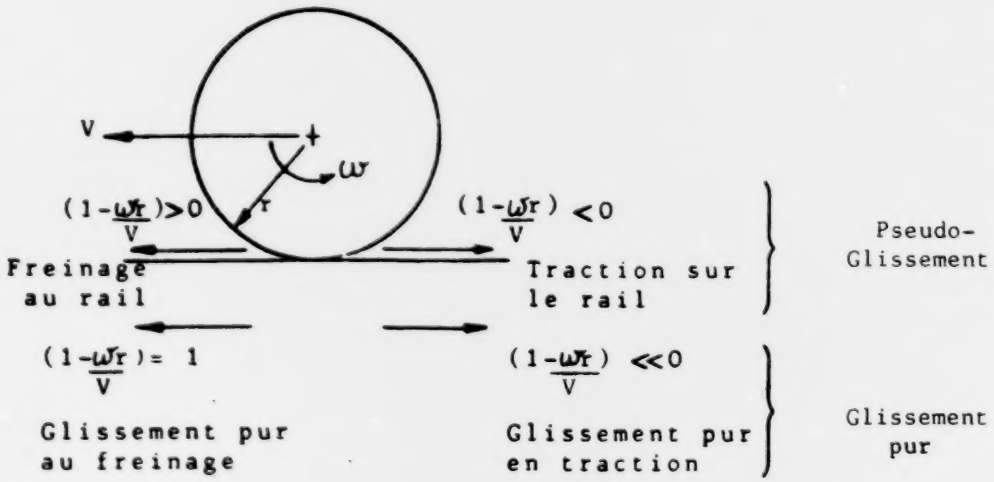


Figure 3.3 Pseudo-glissement

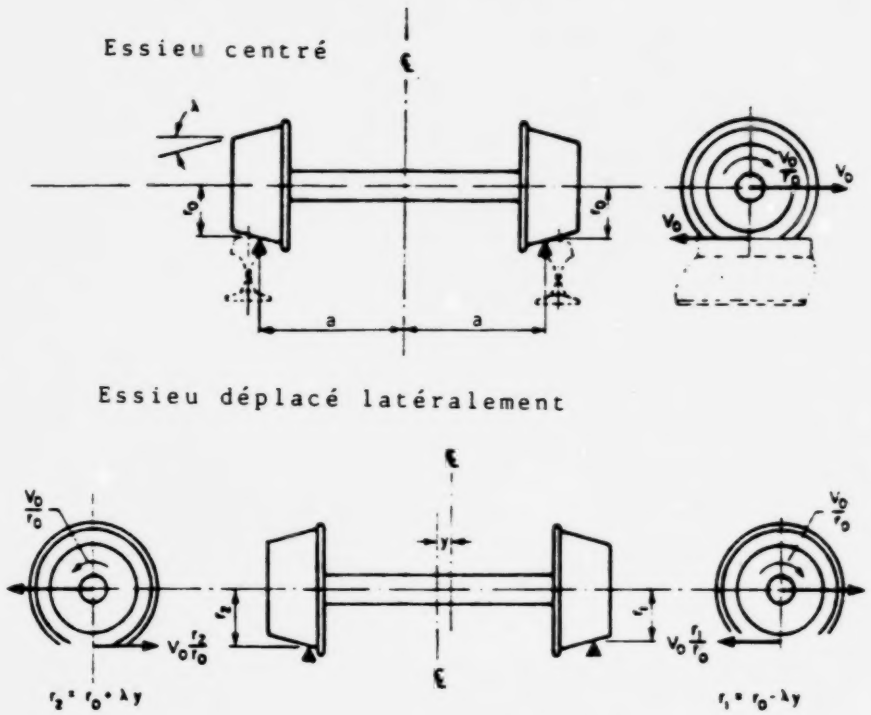
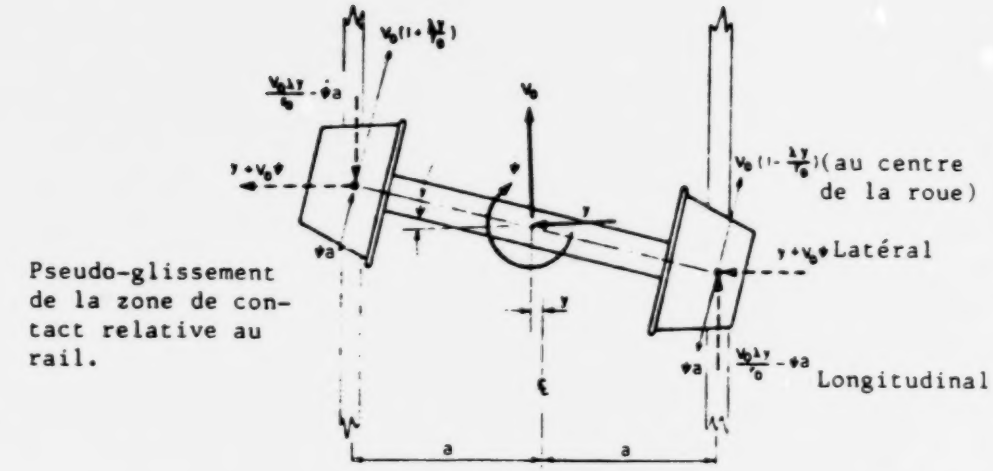


Figure 3.4 Effet du bandage conique



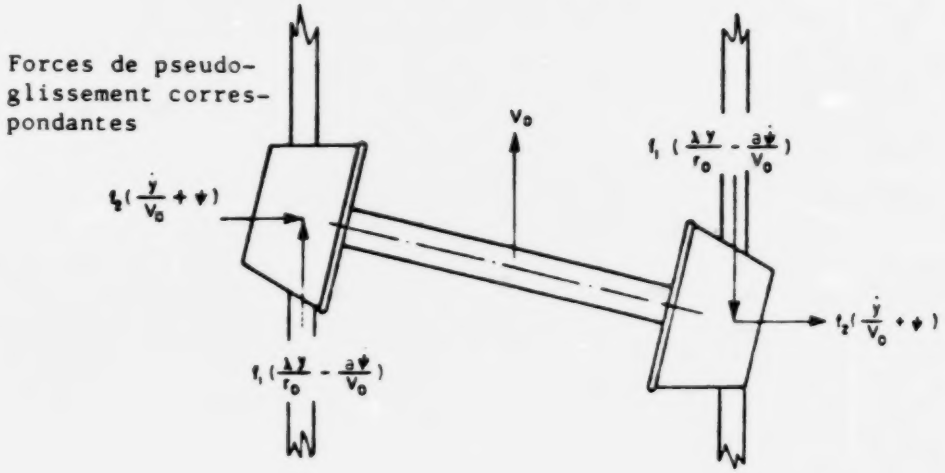


Figure 3.5 Forces de pseudo-glissement

Le mouvement sinusoïdal résultant de l'essieu libre sur la voie est fonction du gabarit de la voie, du rayon des roues et de la conicité du bandage des roues. On trouve par conséquent que la longueur d'onde de ce mouvement est constante, quelle que soit la vitesse.

De plus, lorsque l'on considère toutes les forces de pseudo-glissement générées dans la zone de contact roue/rail, on peut démontrer que tout essieu libre deviendra instable quelle que soit sa vitesse.

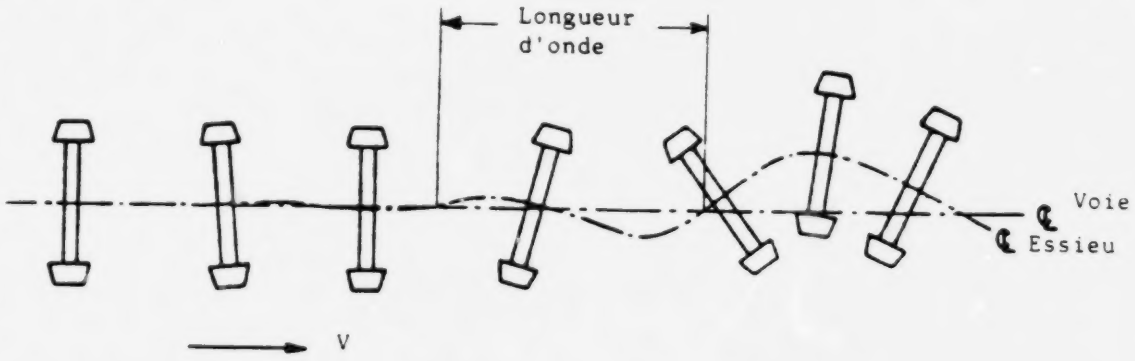


Figure 3.6 Illustration du mouvement cinématique d'un essieu libre devenant instable

Par conséquent, afin de contrôler les oscillations latérales et le mouvement de lacet de l'essieu, on utilise des restrictions élastiques dans le plan horizontal (suspension primaire). Ces éléments de suspension éliminent la condition d'instabilité de l'essieu libre.

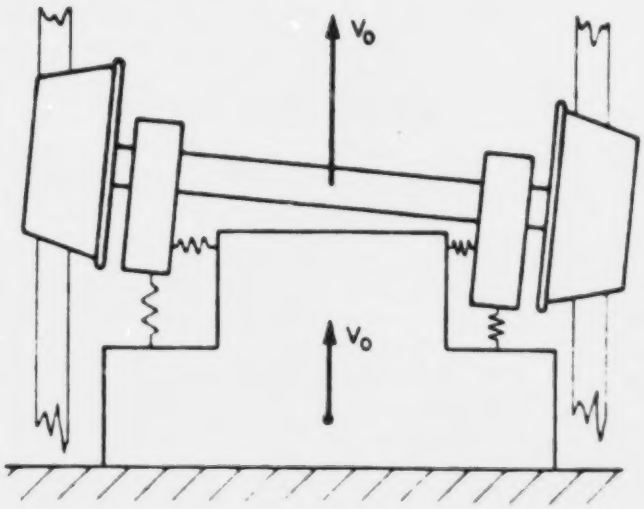


Figure 3.7 Essieu retenu par suspension primaire

Ces restrictions élastiques peuvent être localisées entre les deux essieux d'un bogie ou comme dans le cas du bogie prototype reliées au châssis. De par cet arrangement, le contrôle des déplacements angulaires des essieux (lacet) est obtenu au détriment d'une réduction de la capacité d'alignement radial des essieux lors des négociations de courbes.

En effet, les variations des rayons effectifs de roulement engendrées par le déplacement latéral de l'essieu tendent à orienter l'essieu de façon radiale dans une courbe.

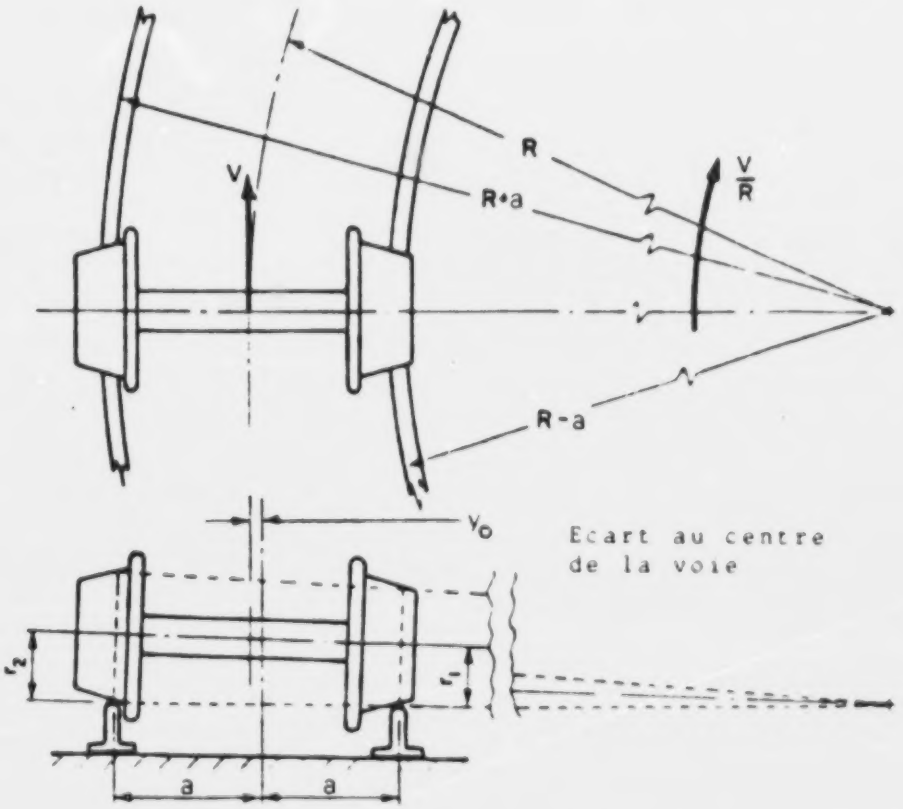


Figure 3.8 Alignement radial d'un essieu libre en courbe

Les restrictions élastiques reliant les essieux au châssis ont tendance à empêcher l'alignement radial et par conséquent, favorisent un contact plus sévère du bourrelet de la roue avec le rail.

La condition optimale d'une suspension primaire d'un bogie sera donc, d'avoir une suspension juste assez rigide pour garder le bogie stable dans la plage de vitesses d'opération prévue de manière à conserver une bonne performance en courbe. La recherche de cette condition optimale doit s'effectuer à l'aide d'analyses dynamiques complexes. Les sections suivantes exposent les différents cheminements suivis pour l'analyse des performances dynamiques du bogie et de la voiture en ce qui concerne la stabilité, la performance en courbe et la qualité du confort.

3.2 STABILITE LATERALE

3.2.1 Définition du phénomène d'instabilité

Le phénomène d'instabilité d'un essieu libre tel que décrit à la section précédente constitue la source des problèmes d'instabilité d'un véhicule. A cause des effets de l'interaction roue/rail, il existe pour tout véhicule ferroviaire, une vitesse à laquelle certains modes de vibrations sont caractérisés par des mouvements de grande amplitude. Ces mouvements, en plus d'être une source d'inconfort, peuvent engendrer des bris de composants du véhicule et même présenter une condition d'opération marginale du point de vue de la sécurité. Ainsi la vitesse critique du véhicule est un critère important et doit être sérieusement considéré lors de la conception d'un bogie.

On fait généralement référence à deux types d'instabilité d'une voiture. On appelle le mode d'instabilité primaire celui qui est caractérisé par des mouvements de grande amplitude de la caisse en mode de lacet, tamis latéral ou roulis. Ces débattements de la caisse apparaissent normalement à basse vitesse à cause du couplage du mouvement cinématique du bogie avec une fréquence d'un des modes de caisse.

Le mode d'instabilité secondaire se caractérise par des mouvements de grande amplitude des bogies (lacet et tamis latéral) combinés aux déplacements des essieux.

Ces modes d'instabilité apparaissent lorsque les forces issues de la zone de contact roue/rail à une certaine vitesse, génèrent une condition telle que l'amortissement d'un mode particulier ou d'une combinaison de modes du système n'est pas suffisant.

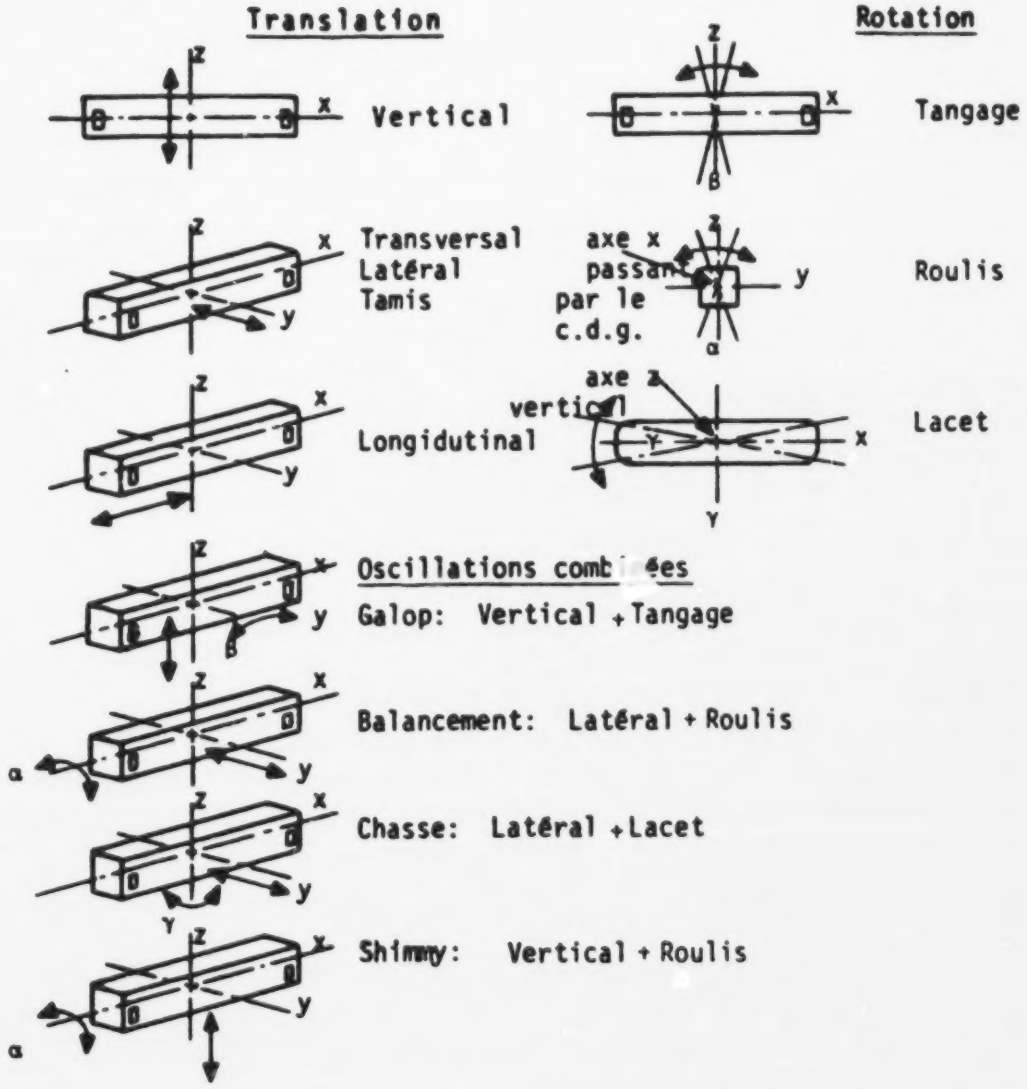


Figure 3.9 Modes de vibration

Lorsqu'un véhicule est modélisé linéairement et est explicitement défini sous forme d'équations différentielles du mouvement, le mode d'instabilité est celui dont le coefficient d'amortissement est minimum ou inférieur à zéro pour une vitesse donnée.

Les sections suivantes présentent les différentes méthodes utilisées pour l'évaluation de la vitesse critique d'un véhicule de même que leurs avantages et inconvénients.

3.2.2 Notions de base

a) Fréquences cinématiques

Les divers modes propres de vibrations (fig. 3.9) d'un système masses-ressorts, auront chacun une fréquence propre qui est pour les systèmes linéaires, constante et indépendante de la vitesse d'opération. Par contre, la fréquence du mouvement cinématique d'un essieu libre ou d'un bogie est variable avec la vitesse d'opération, puisque la longueur d'onde du mode est fixe.

Des expressions mathématiques permettent d'évaluer approximativement les fréquences cinématiques d'un essieu libre et d'un bogie rigide.

FREQUENCES CINEMATIQUES

Mode	Fréquence
Essieu libre	$f = \frac{V}{2\pi}\sqrt{\frac{\lambda}{r_o a}}$
Bogie rigide	$f = \frac{V}{2\pi}\sqrt{\frac{\lambda}{r_o a}\ \frac{1}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2}}$

où: λ : conicité effective

r_o : rayon nominal de la roue

a : demi-distance entre les points de contact roue/rail d'un essieu

b : demi-empattement d'un bogie.

Les fréquences cinématiques illustrées à la figure 3.10 présentent les deux conditions extrêmes pour une conicité donnée, de rigidité de la suspension primaire dans le plan horizontal.

Ces expressions mathématiques sont approximatives et ne sont valables que pour des vitesses relativement faibles où les coefficients de pseudo-glissement sont grands lorsqu'ils sont comparés aux coefficients de rigidité et d'inertie. (réf.: 3)

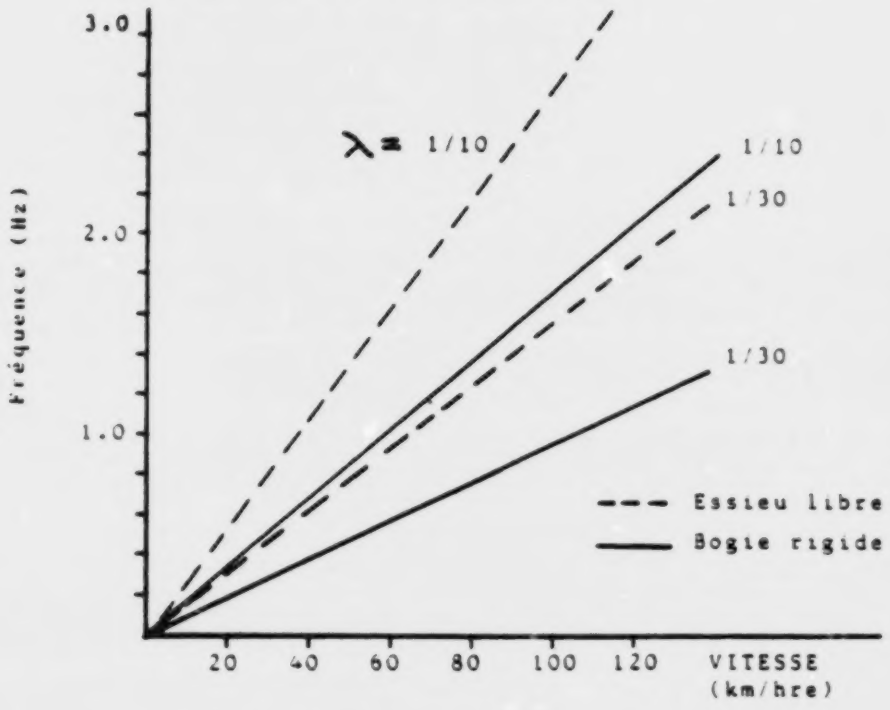


Figure 3.10 Fréquence cinématique

b) **Vitesse critique**

L'évaluation approximative de la vitesse critique d'un système masses-ressorts à plusieurs degrés de liberté, peut être effectuée en faisant diverses approximations.

Ainsi, si on fait l'hypothèse que le châssis de bogie aura des déplacements minimes par rapport aux essieux, et que les coefficients de pseudo-glissement sont plus grands que ceux de rigidité et d'inertie, il est possible d'obtenir l'expression de la vitesse critique d'un essieu retenu élastiquement.

$$v_c^2 = \frac{ro\ a\ (dp^2 kpx + a^2\ kpy)}{\lambda\ (Ie + Me\ a^2)}$$

où: dp : demi-distance entre les primaires
Me : masse de l'essieu
Ie : moment d'inertie de masse en lacet de l'essieu
kpx et
kpy : rigidité dans le plan horizontal des primaires

Cette première méthode ne permet pas d'apprécier l'effet de l'empattement du bogie et est peu fiable puisqu'elle considère que le châssis a de très petits déplacements relativement aux essieux. Une modélisation plus complète mais toujours simplifiée du bogie, permet d'avoir de meilleurs résultats.

En effet, si l'on considère deux essieux reliés élastiquement à un châssis sans masse, l'expression mathématique suivante peut être appliquée (ref. 4 et 5):

$$V_c^2 = \frac{k_b + k_s(b^2+a^2) - \sqrt{(k_b + K_s(b^2+a^2)\ ^2 - 4b^2\ k_s k_b}}{8\ m_e \frac{\lambda a}{ro}}$$

Les hypothèses posées pour le développement de cette expression sont:

- les inerties du châssis de bogie sont négligées;
- les coefficients de pseudo-glissement en latéral et en longitudinal sont posés égaux;
- l'amortissement de la suspension primaire est négligé;
- la suspension secondaire est considérée comme étant très souple et ses effets négligeables sur le bogie;
- le mode de roulis du bogie n'est pas représenté dans les équations.

Dans cette expression, deux nouveaux paramètres reliés aux rigidités du primaire sont introduits. Il s'agit des rigidités en flexion (k_b) et en cisaillement (k_s) d'un bogie.

La rigidité en flexion se définit comme étant le rapport du couple appliqué sur le déplacement angulaire en lacet d'un essieu par rapport à l'autre. La rigidité en cisaillement d'un bogie se définit comme étant le rapport entre la force latérale sur le déplacement latéral d'un essieu lorsque les deux essieux sont maintenus parallèles.

Les expressions mathématiques définissant ces rigidités sont:

$$k_s = \frac{dp^2\, kpx\, kpy}{b^2 kpy + dp^2 kpx} + k_{rs}$$

$$k_b = dp^2\, kpx + k_{rb}$$

Les premiers termes de ces expressions sont applicables aux bogies conventionnels où la liaison inter-axiale s'effectue par le châssis. Les paramètres k_{rs} et k_{rb} représentent les rigidités équivalentes des mécanismes reliant directement les essieux entre eux. Dans le cas d'un bogie radial, les termes k_{rs} et k_{rb} seront différents de zéro, s'il y a un lien mécanique entre les essieux.

La figure 3.11 illustre les configurations de bogie correspondantes aux différentes combinaisons de k_b et k_s.

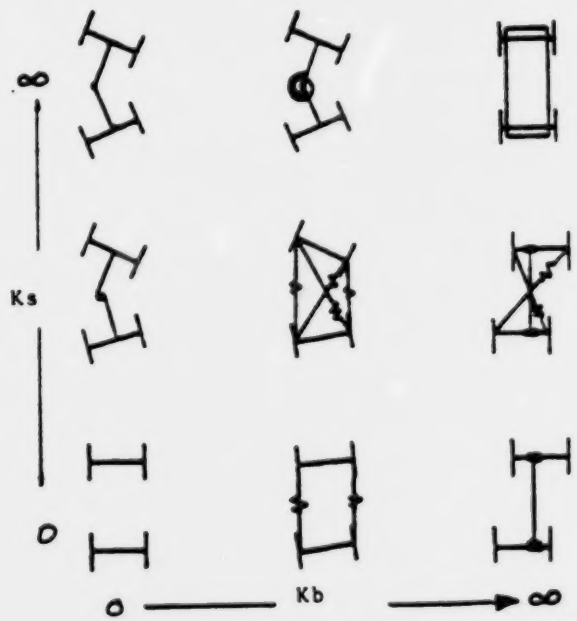


Figure 3.11 Rigidité en flexion vs cisaillement

Les observations suivantes peuvent être faites suite à l'examen de cette équation.

En effet, on peut noter que:

- l'augmentation de la masse d'un essieu et de la conicité effective, auront tous deux des effets déstabilisateurs;
- l'augmentation du rayon de la roue aura un effet stabilisateur;
- la vitesse critique augmente avec le carré des rigidités;
- la vitesse critique augmente avec l'empattement;
- le bogie est toujours instable quelle que soit sa vitesse si les rigidités sont nulles.

De plus, il est important de souligner, comme l'a fait Wickens (réf. 4), que lorsque kpy est infiniment rigide, la rigidité en cisaillement du bogie devient:

$$k_s = \frac{k_b}{b^2}$$

Cette valeur de k_s correspond à la limite absolue de rigidité qu'un bogie conventionnel peut avoir en cisaillement.

Des courbes de vitesses critiques constantes ont été tracées à partir de la dernière expression en fonction des rigidités k_s et k_b pour une roue avec conicité effective de 0.033 à la figure suivante.

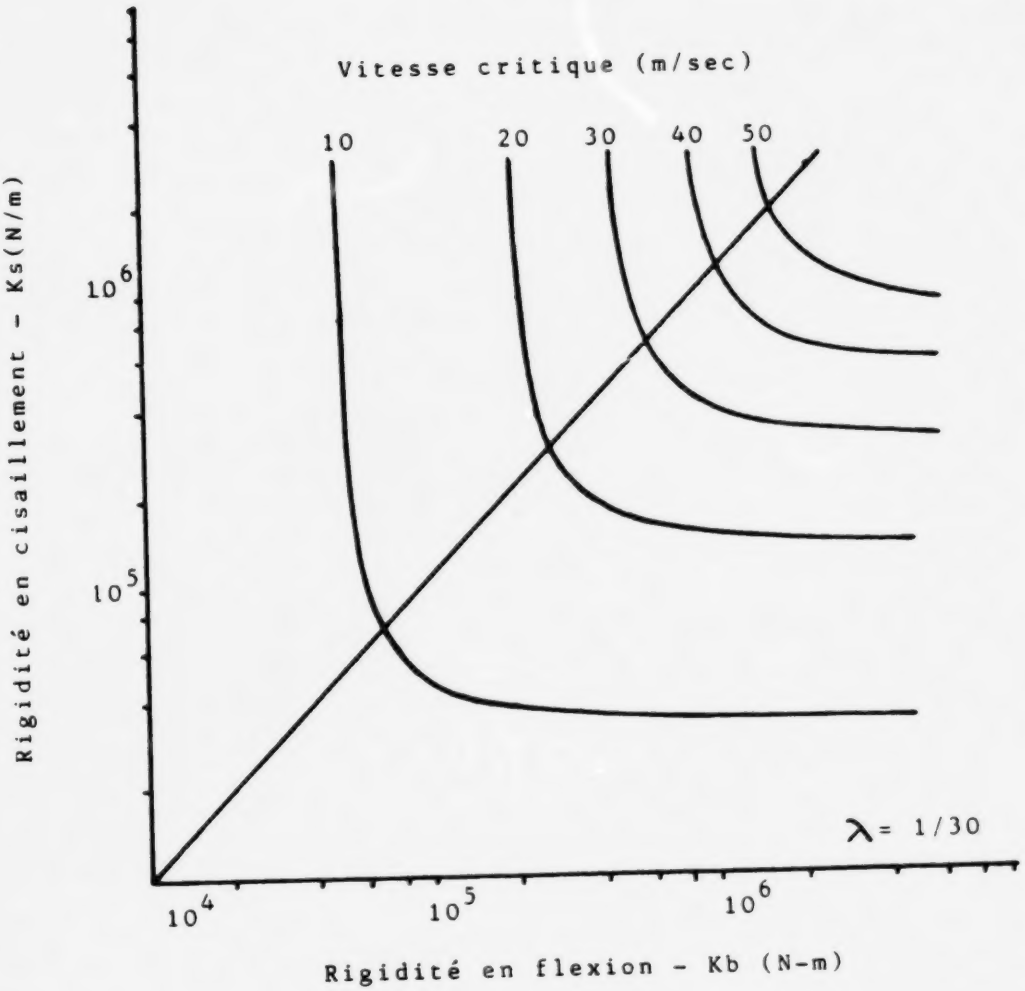


Figure 3.12 Vitesse critique du bogie sans masse avec essieux reliés élastiquement

Afin d'analyser les effets de la suspension secondaire et de la masse du châssis de bogie, des modèles plus complexes ont dû être considérés. Ces modèles ont permis d'évaluer l'effet des couplages des modes de bogie avec les modes de caisse (instabilité primaire).

3.2.3 Stabilité latérale du bogie

Dans une première étape du développement d'un modèle simulant le véhicule SLR, un modèle représentant un bogie complet avec une suspension secondaire et une portion de caisse a été mis au point. Le modèle obtenu a été programmé pour une analyse sur ordinateur.

a) Modèle

Le programme évalue et résout un système d'équations du mouvement (équations différentielles du deuxième ordre) pour un modèle simple à neuf (9) degrés de liberté (Fig. 3.13).

Masse	**Degrés de liberté**	
Portion de caisse	latéral	(y_c)
	roulis	(ϕ_c)
Châssis de bogie	latéral	(y_b)
	roulis	(ϕ_b)
	lacet	(ψ_b)
Essieu no. 1	latéral	(y_{e1})
	lacet	(ψ_{e1})
Essieu no. 2	latéral	(y_{e2})
	lacet	(ψ_{e2})

Cette configuration n'inclut pas le mouvement de lacet de la caisse, ce qui a pour effet d'éliminer de l'analyse l'effet de ce mode.

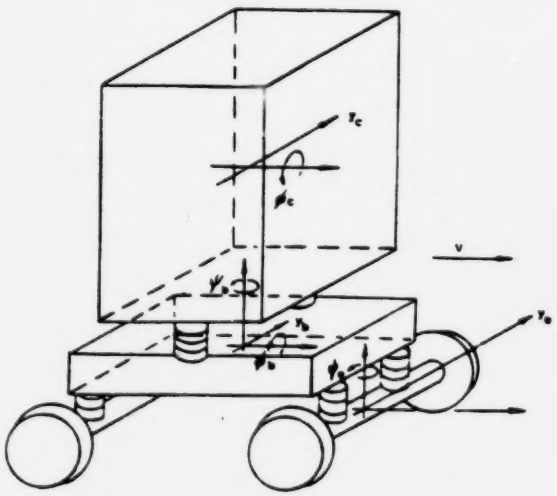


Figure 3.13 Modèle à 9 degrés de liberté Etude de stabilité latérale

b) Modélisation de l'interaction roue/rail

L'approche préconisée pour cette analyse est identique à l'approche développée par F. Blader dans sa thèse de doctorat (réf. 6).

Cette approche comprend les caractéristiques suivantes:

- représentation géométrique du bandage de roue concave avec les effets latéraux et les effets de roulis de l'essieu (Fig. 3.14)

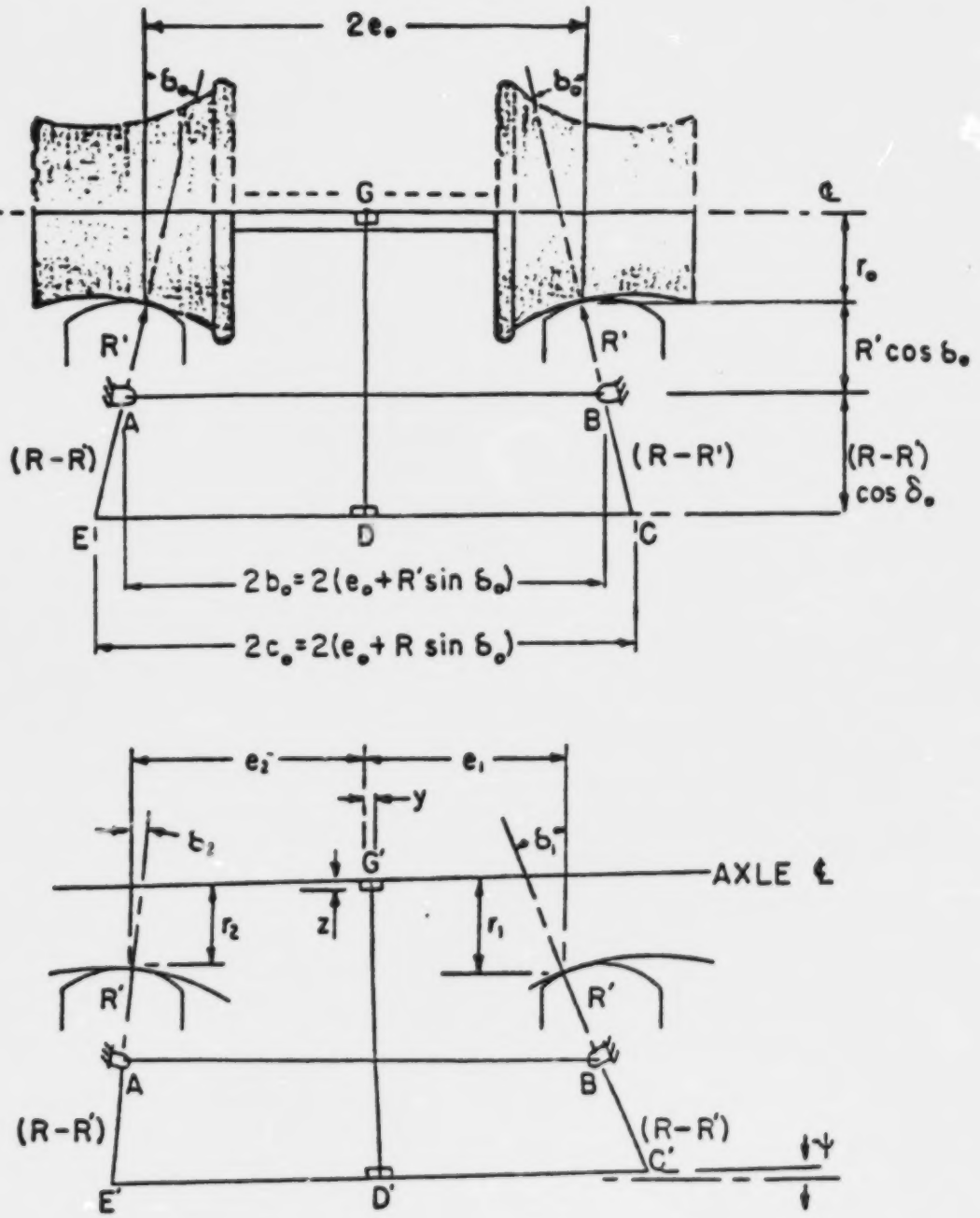


Figure 3.14 Interaction roue/rail

. la conicité effective provenant de la modélisation des roues avec les rails est approximativement évaluée par:

$$\lambda = \frac{\delta_o \; Rw}{(Rw - Rr)}$$ conicité effective

. les expressions générales définissant le pseudo-glissement se conforment à la modélisation de Wickens (réf. 19). Cette modélisation inclut l'effet de la rigidité gravitationnelle de l'essieu et les termes incluant le pseudo-glissement en rotation autour du point de contact roue/rail:

- expressions générales:

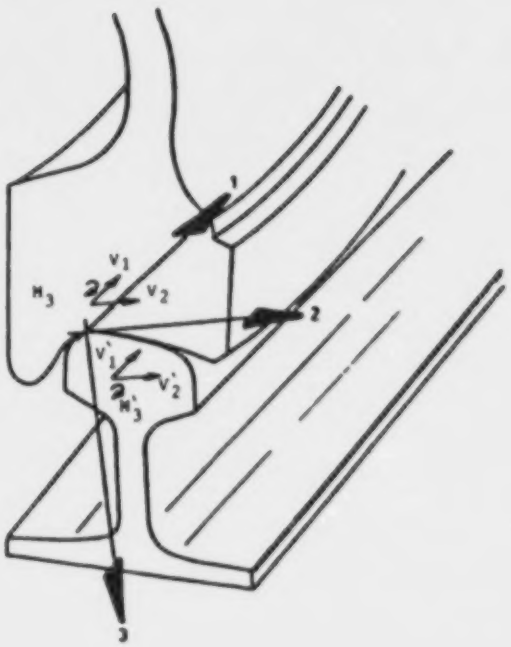
$$F_{y\ essieu} = f_{22}\gamma_y + f_{23}\phi_z + Kg_y\, Y_e$$

$$M_{z\ essieu} = a\, f_{11}\gamma_x + f_{23}\phi_z$$

où:

$\gamma_x, \gamma_y, \phi_z$ sont les expressions de pseudo-glissement selon les directions x, y et z.

f_{11}, f_{22}, f_{23} sont les coefficients de pseudo-glissement selon les directions longitudinale, latérale et en rotation selon l'axe vertical.



Longitudinal $\gamma_x = \frac{V'_1 - V_1}{Vr}$

Latéral $\gamma_y = \frac{V'_2 - V_1}{Vr}$

Rotation $\phi_3 = \frac{M'_3 - M_3}{Vr}$

où $Vr = 1/2(V'_1 - V_1)$

Figure 3.15 Définition du pseudo-glissement

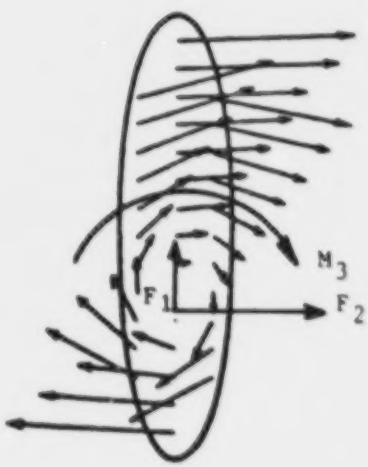


Figure 3.16 Illustration des forces issues de l'interaction roue/rail

- sous forme détaillée, on obtient:

$$Fy\ essieu = 2 f_{22}\left(\frac{\dot{y}_{e_1}}{V} - \psi_{e_1}\right) + 2 f_{23}\left(\frac{\dot{\psi}_{e_1}}{V} - \frac{y_{e_1}}{r_o\,(RW-RR)}\right) + \left(\frac{2}{a}\left(\frac{r_o+RW}{RW-RR}\right)\delta_o + \frac{1}{(RW-RR)}\right) W\, y_{e_1}$$

$$Mz\ essieu = 2 f_{11}\, a \cdot \left(\left(\frac{RW}{RW-RR}\right)\frac{y_{e_1}}{r_o} + \frac{a}{V}\dot{\psi}_{e_1}\right) + 2 f_{23}\left(\frac{\dot{y}_{e_1}}{V} - \psi_{e_1}\right)$$

- les coefficients de pseudo-glissement dépendent de la géométrie de l'interaction roue/rail et des propriétés des matériaux en contact. Ils sont établis d'après la théorie linéaire de Kalker et sont calculés d'après un programme écrit par I. Hague, E.H. Law et N.K. Cooperrider (réf. 7).

L'ensemble de ces caractéristiques donne au programme une base adéquate pour déterminer le point d'instabilité d'un bogie. L'hypothèse du comportement linéaire de l'interaction roue/rail est considérée valable pour de petits déplacements.

c) **Modélisation des éléments de suspension**

Les éléments de suspension ont été simulés selon les caractéristiques suivantes:

- les éléments (ressorts et amortisseurs) de suspension ont des caractéristiques linéaires (fig. 3.17);
- l'amortissement interne des éléments de suspension en caoutchouc est inclus;

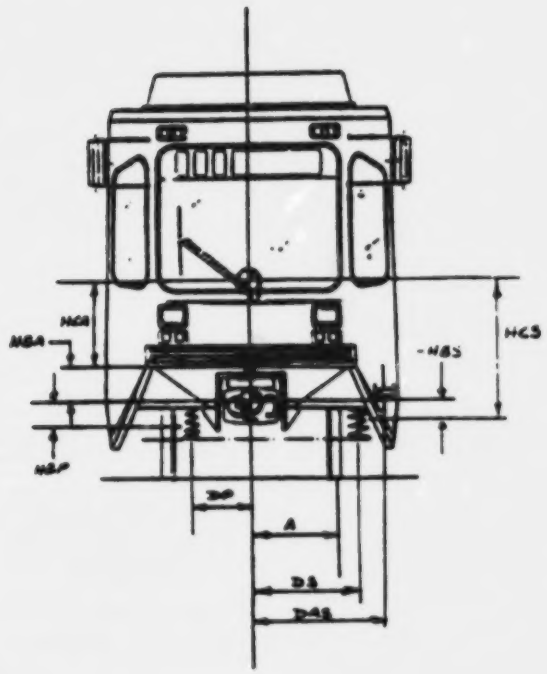
d) **Méthode d'analyse**

L'essentiel de la méthode d'analyse réside dans la recherche des racines de l'équation caractéristique du système. Cette dernière équation est obtenue en effectuant une réduction de la matrice dynamique et en posant le déterminant égal à zéro. Les racines sont obtenues à l'aide d'une routine qui effectue une recherche systématique dans l'ensemble complexe (méthode numérique).

Les équations du mouvement du système sont regroupées et forment la matrice dynamique [D], une fois que les dérivées premières et secondes des variables (degrés de liberté) sont remplaçées par:

$$x = X e^{st}$$
$$\dot{x} = SXe^{st}$$
$$\ddot{x} = S^2Xe^{st}$$

où S est de la forme $\alpha \pm j\omega$



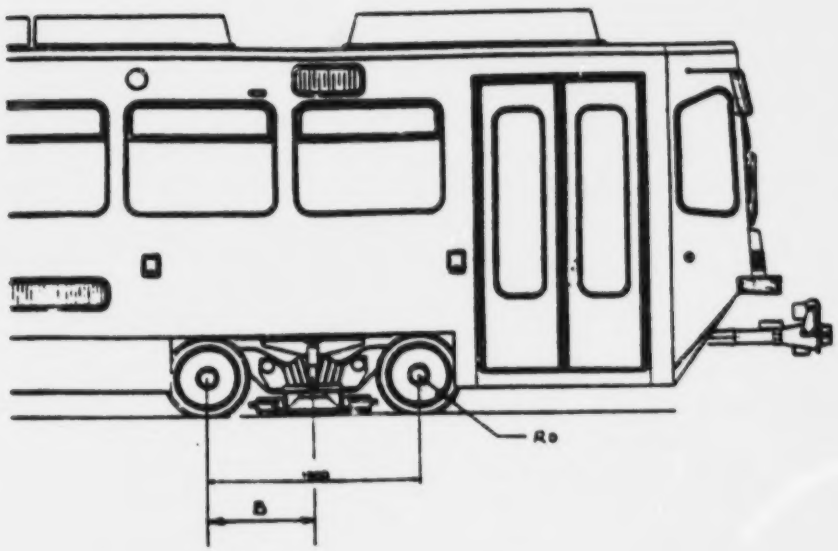


Figure 3.17

Paramètres géométriques

La matrice dynamique est partitionnée en différentes sous-matrices. Ces sous-matrices permettent de bien visualiser les termes de couplage entre les différentes masses du modèle (voir fig. 3.18 & 3.19).

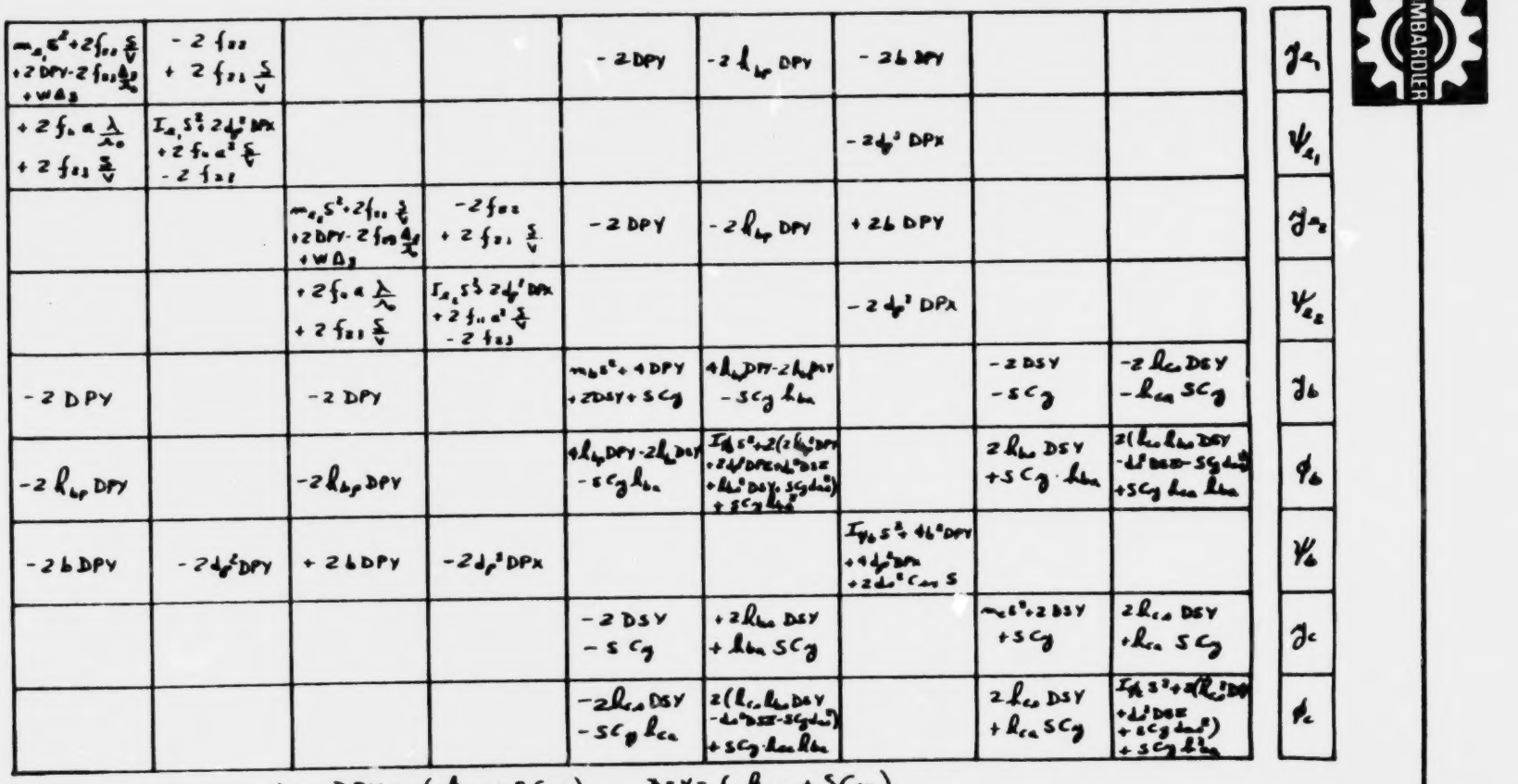
- **Réduction de la matrice**
  Par substitution des différentes équations, la matrice dynamique est réduite pour être exprimée en fonction des degrés de liberté de la caisse seulement. Cette méthode permet de réduire sensiblement l'ordre de grandeur des matrices à inverser, ce qui réduit par la suite le temps d'exécution de l'ordinateur.

  L'expression finale est de la forme:

$$\left(A_c - C_b^t \left(A_b - C_{e_1}^t A_{e_1}^{-1} C_{e_1} - C_{e_2}^t A_{e_2}^{-1} C_{e_2}\right)^{-1} C_b\right)\left\{q_c\right\} = 0$$

  L'équation caractéristique à résoudre s'établit à partir de:

$$det\left(A_c - C_b^t \left(A_b - C_{e_1}^t A_{e_1}^{-1} C_{e_1} - C_{e_2}^t A_{e_2}^{-1} C_{e_2}\right)^{-1} C_b\right) = 0$$



où : $DPY = (k_{oy} + SC_{oy})$ $\quad DSY = (k_{cy} + SC_{cy})$

$DPx = (k_{ox} + SC_{ox})$ $\quad DSz = (k_{cz} + SC_{cz})$

$DPZ = (k_{oz} + SC_{oz})$

Figure 3.18 Matrice dynamique [D]
Modèle à 9 degrés de liberté

Division du transport en commun

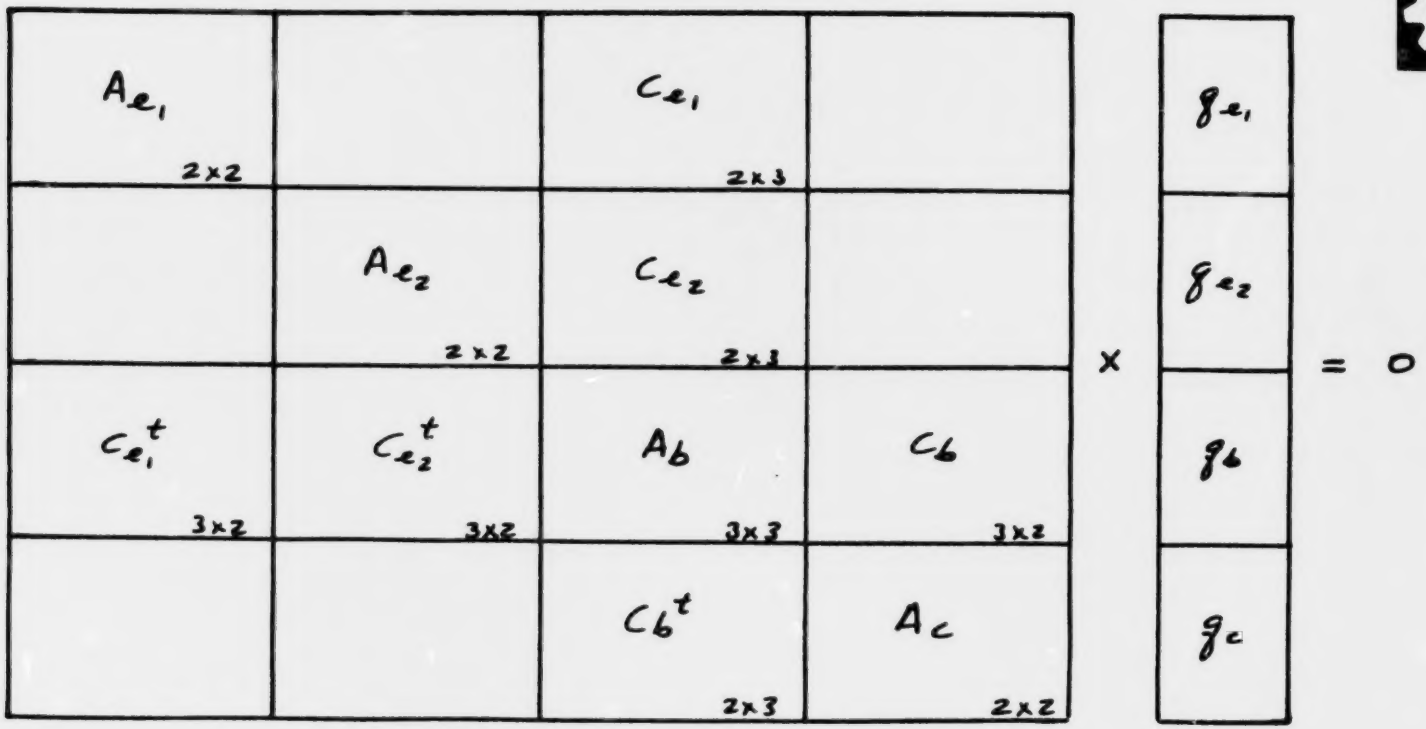


Figure 3.19 Matrice dynamique partitionnée
Modèle à 9 degrés de liberté

Division du transport en commun

- **Recherche des racines**

  La fonction dont on recherche les racines est de la forme:

  $$F(s) = A_{18}S^{18} + ... + A_3S^3 + A_2S^2 + A_1 S + A_o$$

  A partir de trois évaluations initiales de F(S), l'orientation de la recherche des racines s'effectue à l'aide d'extrapolations paraboliques ou linéaires. Des paramètres de contrôle empêchent la routine de tomber dans des "cuvettes" ou des points de rebroussement.

e) **Structure du programme**

Le programme utilisé est relativement simple. La recherche des racines s'effectue par méthodes itératives en utilisant plusieurs sous-routines afin d'évaluer la fonction F(s).

DIAGRAMME DE CHEMINEMENT DU PROGRAMME

PROGRAMME "SLB"

- Lecture des paramètres
- Impression des paramètres
- Calcul des racines
  SOUS-ROUTINE "ROOT"

  Evaluation de F (S)
  SOUS-ROUTINE "FUNCT"

  - SOUS-ROUTINE "CON1"
    évalue: $B' = B - C_{\ell_1}^t A_{\ell_1}^{-1} C_{\ell_1} - C_{\ell_2}^t A_{\ell_2}^{-1} C_{\ell_2}$
  - SOUS-ROUTINE "CON2"
    évalue: $A' = A - C^t B'^{-1} C$
  - SOUS-ROUTINE "DNANT"
    évalue: $\det [A']$

- Calcul du vecteur propre
- Impression des résultats

OUTPUT

- graphique des résultats

3.2.4 Stabilité latérale d'une voiture SLR

Bien que le modèle simulant la stabilité latérale du bogie semble adéquat pour la vérification du choix des éléments de suspension primaire, il est évident que le mode de lacet ne peut être évalué avec ce modèle. La revue des différentes études de stabilité a montré que peu de travaux avaient été effectués sur des voitures du type articulé à trois bogies. Il a donc été convenu qu'un modèle définissant l'ensemble de la voiture pour l'étude de la stabilité latérale soit mis au point. Ce modèle plus complexe est essentiellement une extrapolation du modèle initial du bogie à 9 degrés de liberté.

a) **Définition du modèle**

Le modèle simulant la voiture SLR comprend 27 degrés de liberté. Ce modèle simule tous les modes susceptibles d'être excités par le mouvement cinématique des trois bogies.

Les inerties et les degrés de liberté correspondants sont:

Inerties simulées		Degrés de liberté	
Caisses;	I_{ψ} cl et 3	ψ cl et 3
	I_{ϕ} cl et 3	ϕ cl, 2 et 3
	m cl et 3	y_c
Bogies;	m bl à 3	y bl à 3
	I_{ϕ} bl à 3	ϕ bl à 3
	I_{ψ} bl à 3	ψ bl à 3
Essieux;	m el à 6	y el à 6
	I_{ψ} el à 6	ψ el à 6

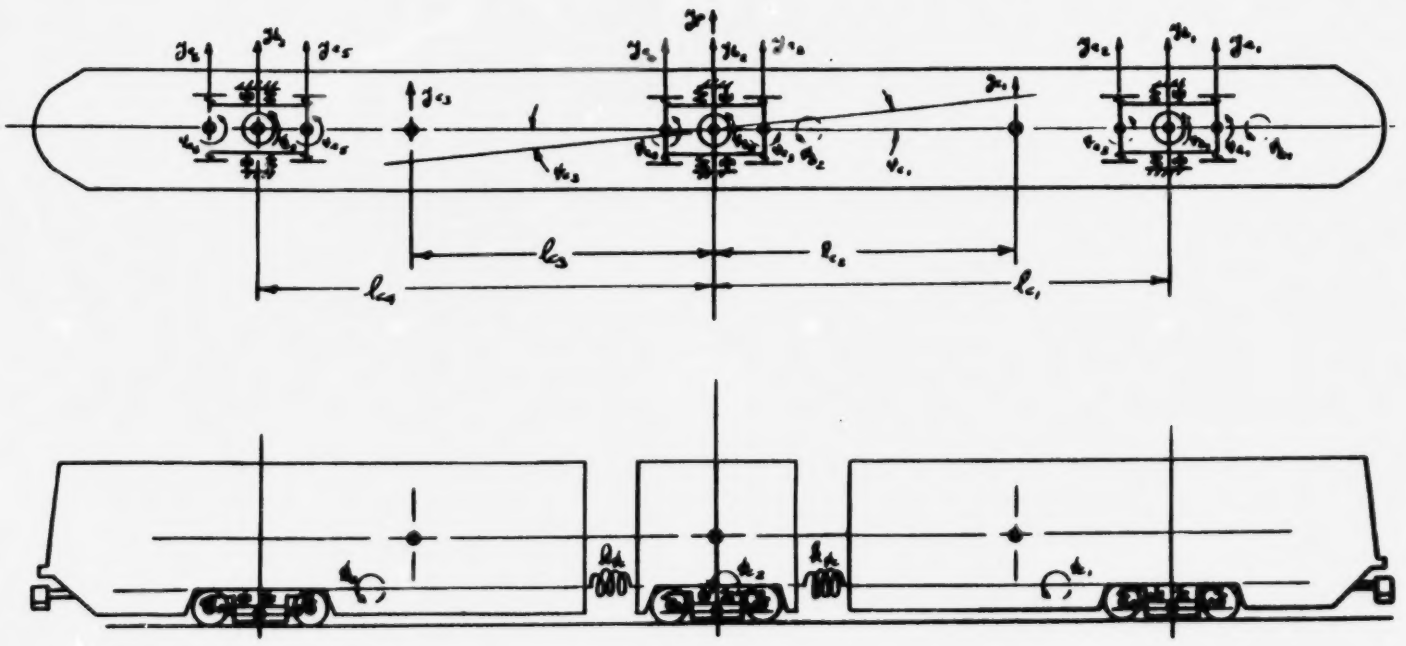


Figure 3.20

Modèle à 27 degrés de liberté
Analyse de stabilité latérale

Division du transport en commun

On remarque à la figure 3.20, que les mouvements latéraux des caisses ont été simulés par le degré de liberté yp et que le lacet des caisses (ψc_1, et ψc_3) est défini relativement au pivot physique entre les deux caisses. Cette méthode de présenter les mouvements latéraux des caisses permet d'établir des équations de mouvements indépendantes.

Mis à part le nombre plus élevé de degrés de liberté, le modèle est similaire au modèle du bogie (9 D.L.). Les éléments de suspension et l'interaction roue/rail sont définis de façon linéaire. L'interaction roue/rail est explicité selon la méthode utilisée dans le modèle du bogie. Les bogies moteurs sont identiques, tandis que le bogie porteur a des caractéristiques d'inertie et de rigidité qui lui sont propres.

b) Représentation matricielle

La matrice globale représentant l'ensemble des équations différentielles du mouvement inclut les sous-matrices et inclut toutes les matrices de couplage (fig. 3.21).

c) Méthode d'analyse

La méthode d'analyse, bien qu'utilisant le même principe, est plus élaborée à cause du nombre accru de sous-matrices de couplage entre les différentes masses.

L'ensemble de la matrice est réduit à un polynome de la forme.

$$A_{54}\, S^{54} + A_{53} S^{53} + \ldots + A_1\, S + A_o = 0$$

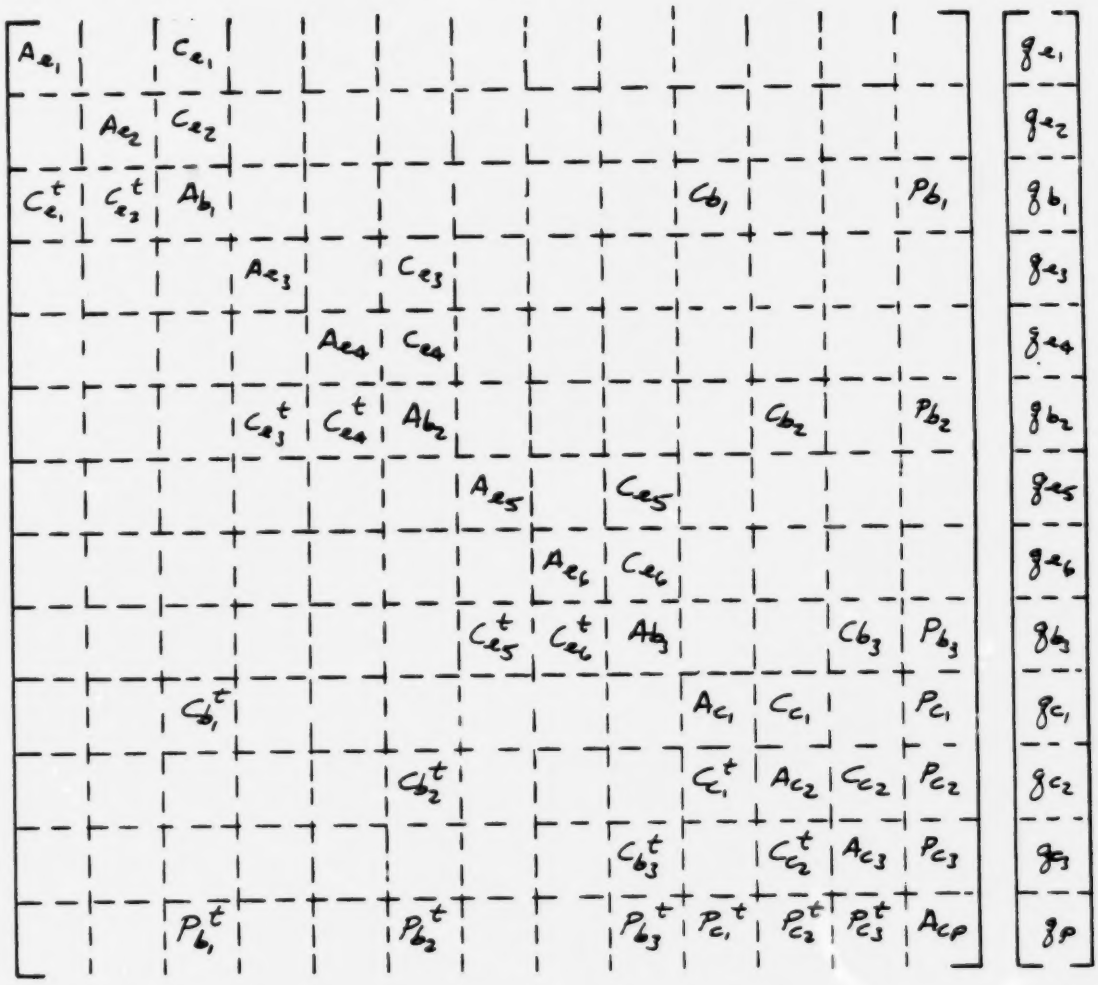


Figure 3.21

Matrice dynamique globale
Modèle à 27 D.L.

La même sous-matrice ROOTS utilisée pour le modèle à 9 D.O.F. a été utilisée pour trouver les 27 racines du modèle pour chacune des vitesses d'opération.

d) **Résultats de l'analyse de stabilité d'une voiture SLR**

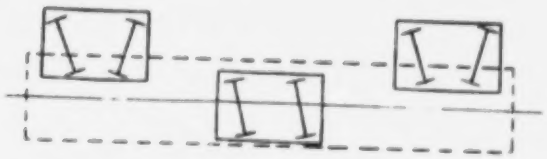
Les figures 3.22 et 3.23 présentent les modes les plus importants obtenus lors d'une analyse. La fréquence et le coefficient d'amortissement pour chacun de ces modes sont présentés aux figures 3.24 et 3.25 pour une plage de vitesse allant de 25 à 125 Km/hre.

On remarque que la fréquence et l'amortissement des modes de caisses sont constants dans la plage d'opération. Les modes de bogies ont des fréquences qui suivent la fréquence cinématique et des coefficients d'amortissement qui varient avec la vitesse. Lorsqu'il y a couplage entre un mode de caisse et un mode de bogie, les coefficients d'amortissement varient sensiblement à partir de la fréquence de couplage.

MODES DES ESSIEUX

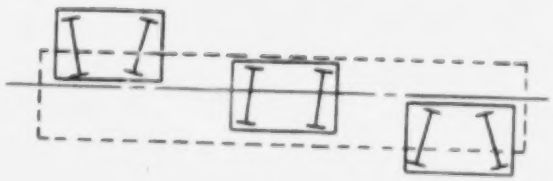
1- Bogies moteurs

Lacet essieux hors phase,
latéral bogies en phase.



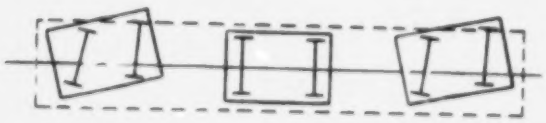
2- Bogies moteurs

Lacet essieux hors phase,
latéral bogies hors phase.



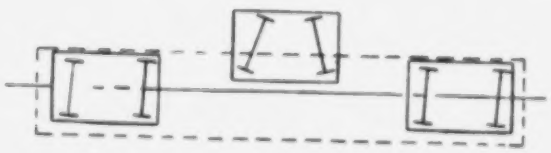
3 et 4- Bogies moteurs

Latéral essieux .



5- Bogie porteur

Lacet essieux hors phase.



6- Bogie porteur

Latéral essieux .

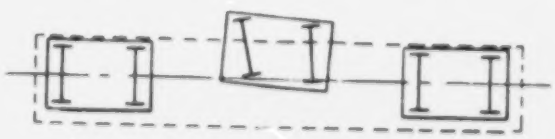


Figure 3.22

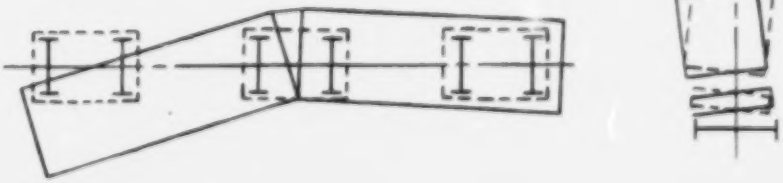
MODES DE CAISSES

7- Roulis centre bas

8-Roulis centre haut

9-Roulis hors phase

10- Lacet hors phase



11- Lacet hors phase avec roulis hors phase

Figure 3.23

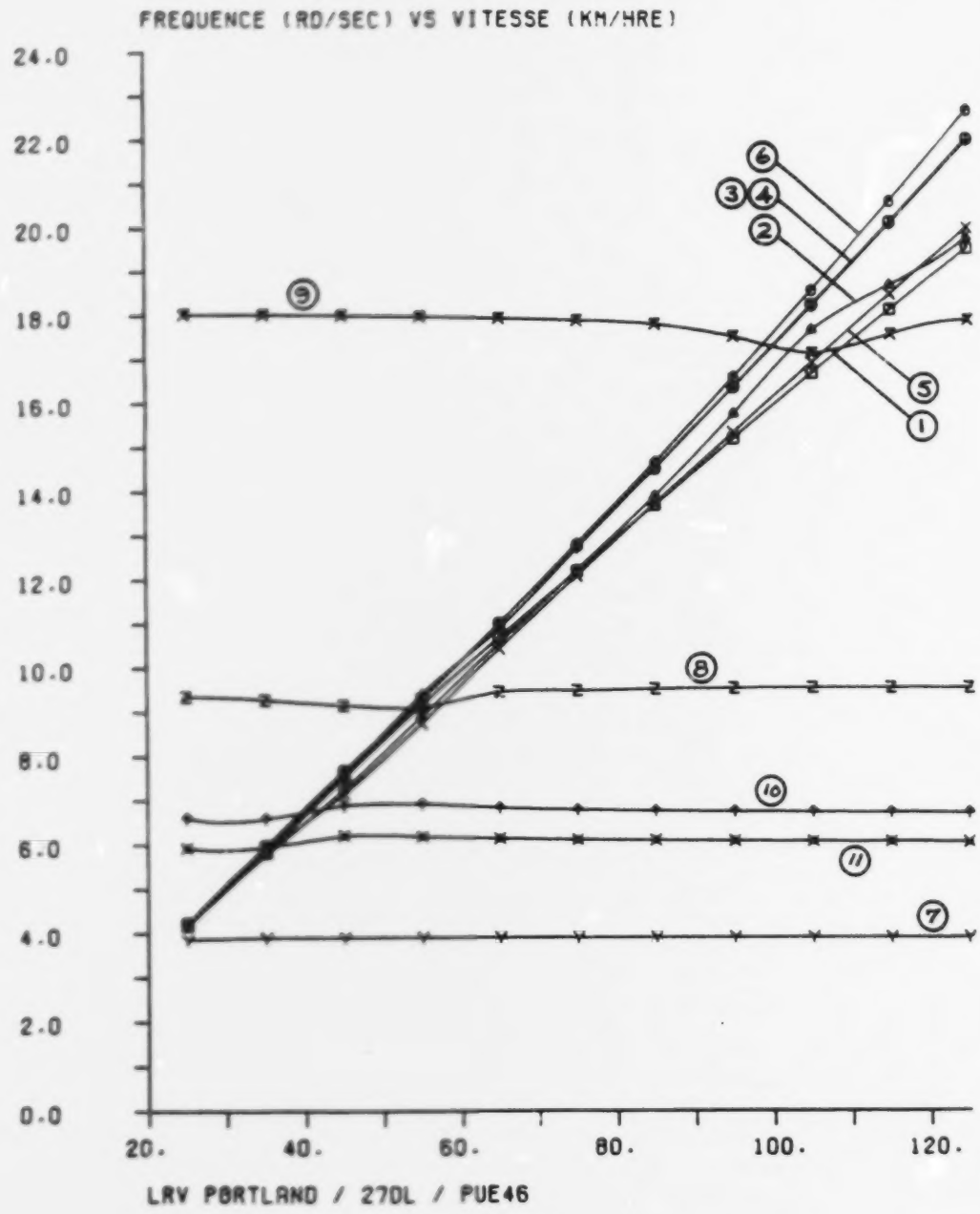


Figure 3.24

Analyse de stabilité SLR- F vs V

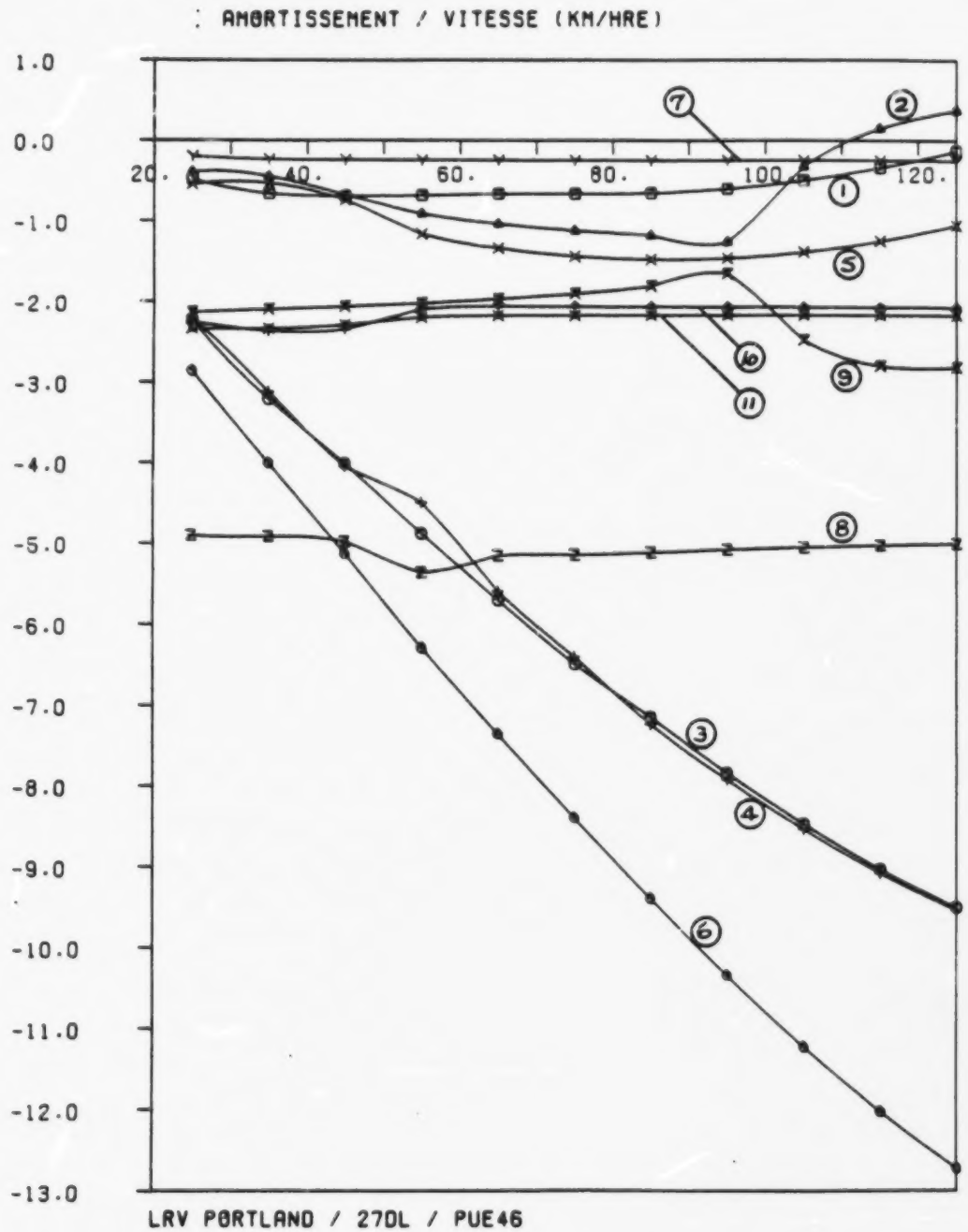


Figure 3.25

Analyse de stabilité SLR- Amort. vs V

TABLEAU 3.1
FREQUENCES NATURELLES ET AMORTISSEMENT

Modèle à 9 D.L.

MODES		FREQUENCES (HZ)	AMORTISSEMENT (%)
Caisse :	roulis C.B.	0.7	6.8
	C.H.	1.7	23
Bogie moteur :	roulis	0.0	100
	lacet	16.9	0.3
	latéral	10.5	8.3
Bogie porteur :	roulis	0.0	100
	lacet	22.7	3.6

Modèle à 27 D.L.

MODES		FREQUENCES (HZ)	AMORTISSEMENT (%)
Caisse :	roulis C.B.	0.7	7.2
	C.H.	1.7	27
	lacet	1.0	17
Bogie moteur :	roulis	6.0	100
	latéral	10.7	9.2
Bogie porteur :	roulis	0.0	100
	latéral	16.1	11.6

3.3 PERFORMANCE EN COURBE

3.3.1 Introduction

La notion de performance en courbe fut reliée précédemment à la capacité d'un essieu de s'aligner radialement dans une courbe. Il y a en effet des conditions plus générales que tout véhicule doit satisfaire lorsqu'il évolue dans une courbe. Ces conditions reflètent les critères de sécurité normalement acceptés par l'industrie ferroviaire. Ces critères définissent les limites d'opération à respecter afin d'éviter des conditions potentielles de renversement du véhicule ou de déraillement.

Cette section revoit les critères les plus pertinents et décrit comment la simulation du comportement d'un bogie en courbe permet d'évaluer la marge de sécurité face au déraillement.

3.3.2 Critères de sécurité

a) **Définitions**

- Dévers de la voie ("cant"): différence de hauteur entre le rail extérieur et le rail intérieur d'une courbe.

- Vitesse équilibrée d'une courbe: vitesse à laquelle la force centrifuge équilibre le poids du véhicule de façon à ce que la force résultante soit perpendiculaire au plan de roulement formé par les têtes des rails.

- Insuffisance du dévers: paramètre exprimant l'écart existant entre la condition équilibrée en courbe et la condition actuelle d'opération. Normalement exprimée sous forme d'un angle relatif à la verticale, cette valeur peut aussi être exprimée en pouces de surélévation équivalente de la voie (dévers). L'intérêt de ce paramètre provient du fait qu'il reflète directement l'accélération parallèle au plan de roulement provenant de la vitesse du véhicule, du rayon de la courbe et du dévers de la voie.

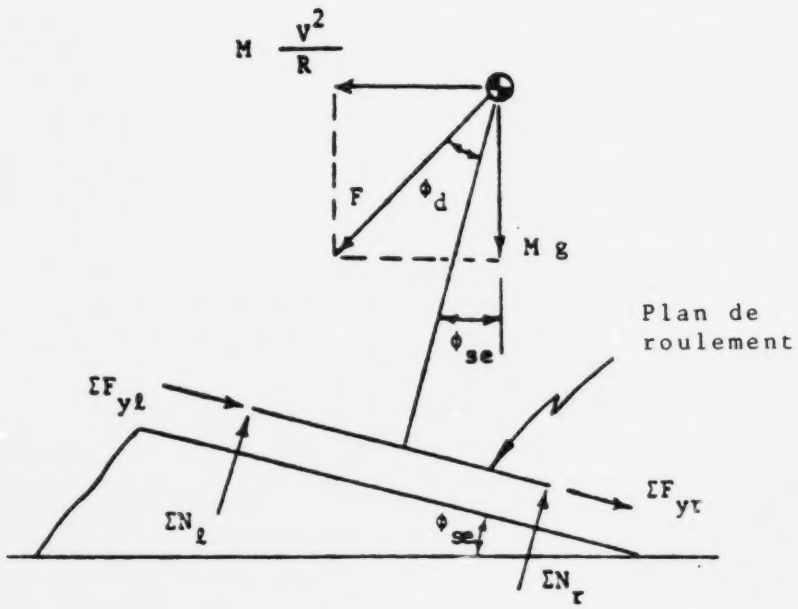


Figure 3.26
Insuffisance du dévers

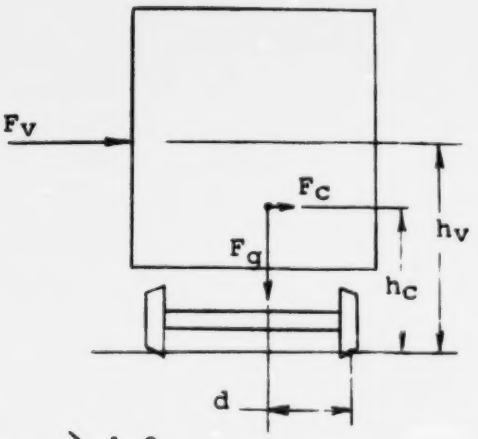
b) Renversement du véhicule

Cet aspect est normalement utilisé pour des voitures opérant à de hautes vitesses (160 Km/hre et plus). Pour fin d'exemple, le critère développé par L'A.G.L.M. (Association of German Locomotive Manufacturer) (réf. 8 et 9) est appliqué au SLR. Ce critère compare le couple perturbateur constitué des forces centrifuges et des vents latéraux sur la caisse, au couple restaurateur. Ce dernier est évalué avec la composante verticale du poids du véhicule multipliée par le bras de levier par rapport à la roue chargée (roue extérieure dans une courbe).

Pour l'exercice effectué pour le SLR, les hypothèses suivantes ont été posées:

- vent latéral de 68 mph (109 Km/hre)
- butées latérales (traverse danseuse/châssis de bogie) en contact.

La figure 3.27 montre que le rapport des couples est au-dessus du minimum requis de 1.2 pour des insuffisances de dévers allant de -1° à $+6^{\circ}$. Normalement, l'insuffisance du dévers maximum en opération est de $+3^{\circ}$.



$$R_C = \frac{F_g . d}{F_v . h_v + F_c . h_c} > 1.2$$

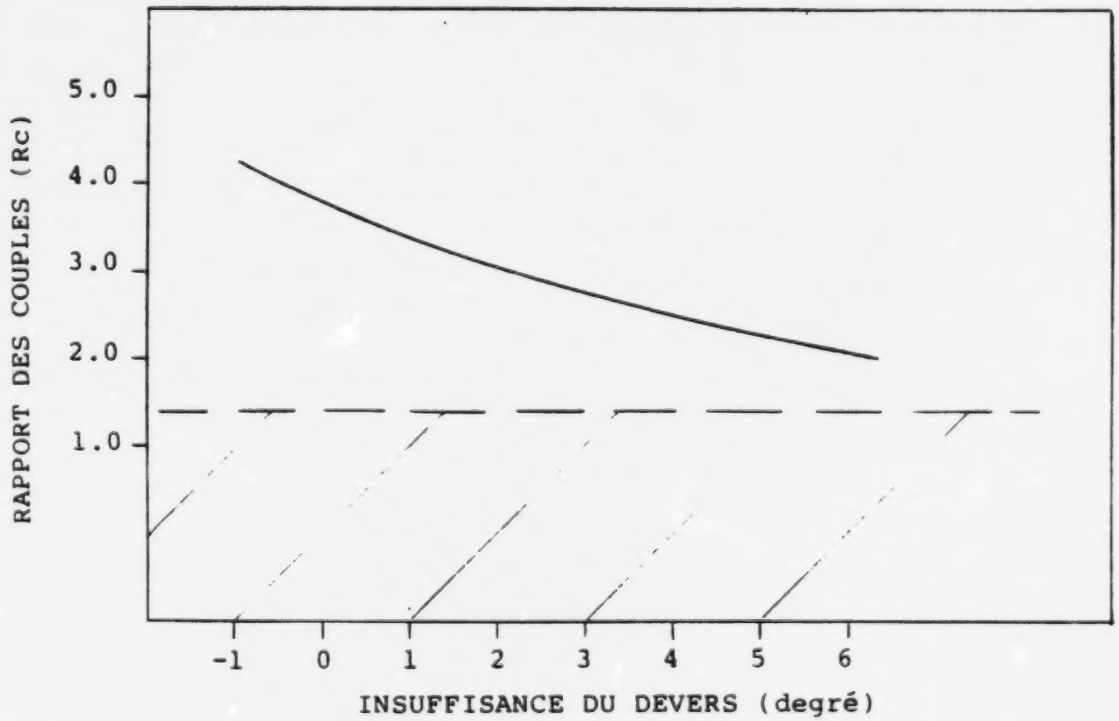


Figure 3.27

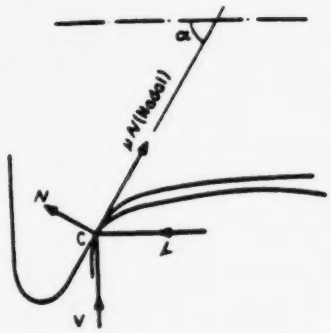
Rapport des couples versus l'insuffisance du dévers

c) **Forces latérales aux rails**

D'autres critères sont normalement utilisés afin d'éviter tout potentiel de déraillement, de renversement du rail extérieur ou de déplacement latéral de la voie. Bien que les déraillements soient possibles pour des véhicules de la catégorie du SLR, le déversement du rail et le déport de la voie sur le ballast sont des phénomènes qui ne sont normalement considérés que pour des véhicules à haute vitesse (réf. 8) et il ne serait pas pertinent d'élaborer sur ces sujets.

Le potentiel de déraillement d'un bogie est illustré généralement par le rapport des forces latérales sur les forces verticales (L/V) de la roue roulant sur le rail exterieur d'une courbe. Le critère de Nadal (fig. 3.28) établit une limite conservatrice (réf. 10) et est couramment utilisé. La valeur obtenue pour le profil de roue du SLR est de 0.95 pour un rail sec et propre ($\mu = 0.5$, $\alpha = 70°$).

L'estimation du rapport L/V est difficile puisqu'il faut évaluer la force latérale agissant sur la roue avant du bogie lorsque le bourrelet de celle-ci est en contact avec la tête du rail. Cette évaluation doit se faire en tenant compte de toutes les forces de pseudo-glissement générées aux autres roues et des forces centrifuges.



Formule de Nadal

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan\alpha - \mu}{1 + \mu \tan\alpha}$$

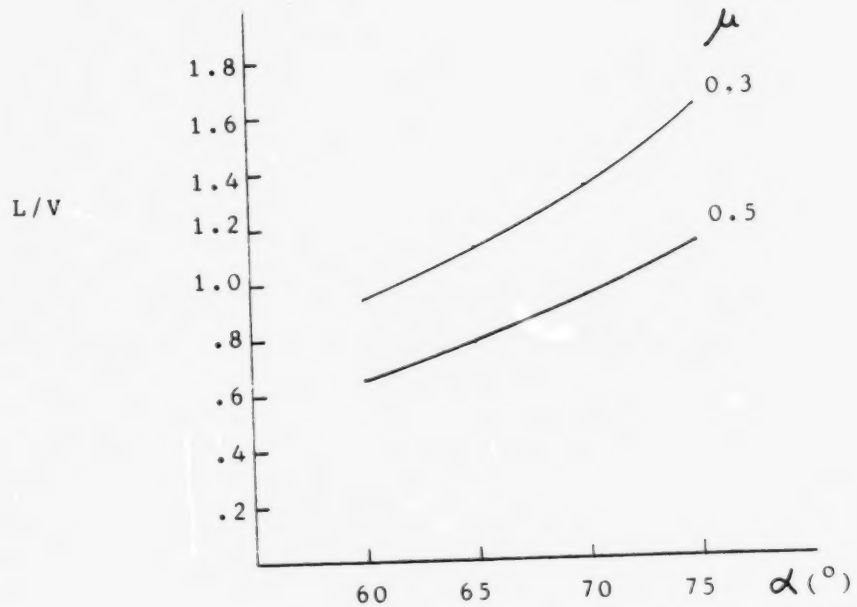


Figure 3.28
Critère de Nadal

La section suivante présente plus en détail le cheminement nécessaire à l'élaboration du programme de calcul des forces présentes lors du passage d'un bogie en courbe.

3.3.3 Comportement du bogie en courbe

a) Forces de pseudo-glissement

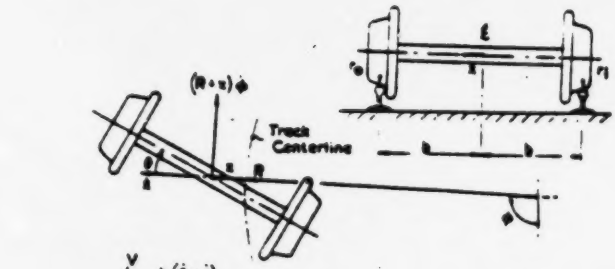
Comme il a été vu aux sections précédentes, les forces de pseudo-glissement sont normalement proportionnelles à la différence entre la vitesse du point de contact relatif au rail et la vitesse du périmètre de la roue dans la zone de contact (pseudo-glissement dans la zone de contact).

Dans le cas d'un essieu libre parcourant une courbe de rayon constant, les expressions posées à la section 3.2.3 (stabilité) définissant les termes de pseudo-glissement doivent être modifiées pour inclure l'effet du passage en courbe. Ainsi en posant comme hypothèses que:

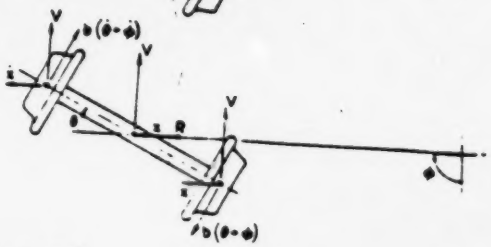
- l'essieu libre n'est animé que de petits déplacements par rapport au centre de la voie et à l'alignement radial;
- le coefficient de pseudo-glissement de rotation au point de contact roue/rail;
- les coefficients de pseudo-glissement latéraux et longitudinaux sont égaux.

La définition des forces dues à l'interaction roue/rail sera telle qu'illustrée à la figure 3.29.

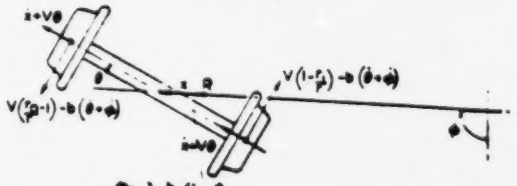
Ce sont ces forces qui donnent à l'essieu libre la capacité de s'aligner radialement dans une courbe.



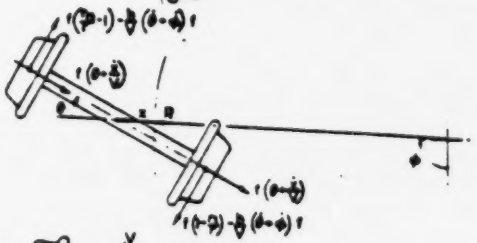
Essieu libre dans une courbe



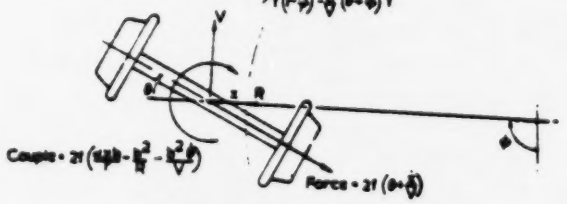
Comparaison des vitesses au centre des roues



Composantes du pseudo-glissement



Forces de pseudo-glissement



Forces résultantes

Figure 3.29

Forces de pseudo-glissement sur un essieu libre

b) **Comportement d'un bogie en courbe**

Les équations d'équilibre de l'essieu libre permettent d'obtenir une expression définissant l'écart de l'essieu par rapport au centre de la voie. Cette position correspond à une position d'équilibre où l'alignement de celui-ci est radial.

$$Y_o = \frac{r\,a}{\lambda\,R}$$

où: λ : conicité effective
R : rayon de la courbe
r : rayon de la roue
a : demi-distance entre les roues d'un essieu

Cette expression représente la limite supérieure des posaibilités d'alignement radial des essieux du bogie prototype. En effet, si on considère la suspension primaire infiniment souple dans le plan horizontal, les essieux du bogie pourront s'aligner radialement pour des courbes de rayons aussi faibles que 1080 m. pour une conicité de 1/30 et 360 m. pour une conicité de 1/10 avant que le bourrelet de la roue n'entre en contact avec la tête du rail.

En reliant les deux essieux par l'intermédiaire d'une suspension primaire entre le châssis et les essieux, il est facile de concevoir que l'écart entre la position centrée de l'essieu et sa position de roulement devra être augmenté de façon à ce que le couple forçant l'essieu à s'aligner puisse vaincre les forces de rétentions des suspensions primaires. Le graphique de la figure 3.31 permet d'évaluer le rapport de l'écart au centre de la voie pour un essieu retenu par rapport à l'essieu libre. Pour la configuration nominale du bogie prototype, ce rapport serait de l'ordre de $Y/Yo = 1.4$.

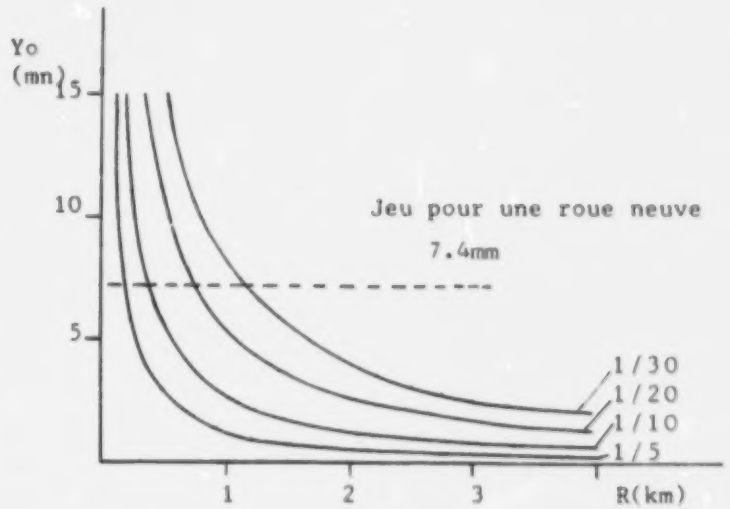


Figure 3.30
Ecart au centre de la voie

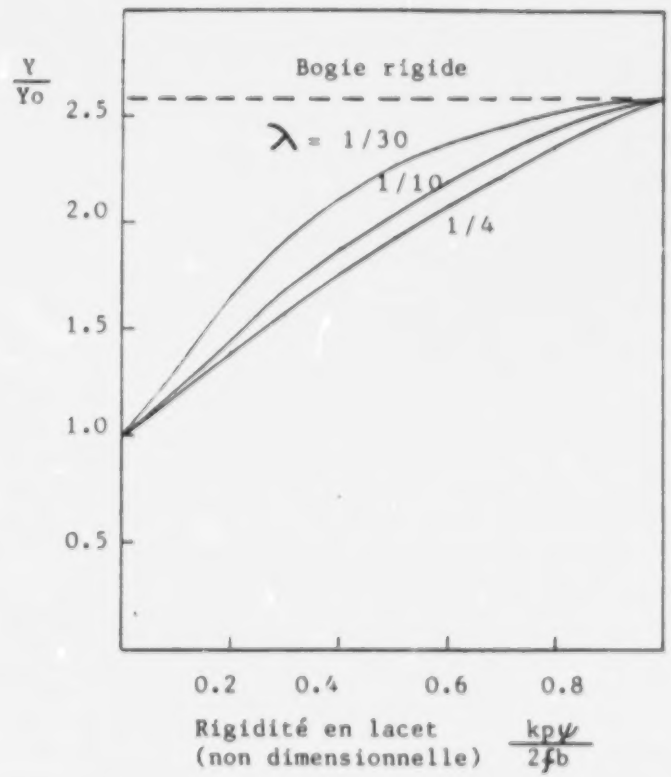


Figure 3.31
Rapport de l'écart pour un essieu retenu versus l'essieu libre

On peut de ce fait estimer qu'il n'y aura pas de contact du bourrelet de roue/tête de rail pour les bogies avec essieux retenus élastiquement dans les rayons de courbe suivants:

TABLEAU 3.2
RAYONS MINIMUMS SANS CONTACT
DU BOURRELET DE ROUE

λ	Essieu libre	Essieu retenu élastiquement
1/30	1080	1513
1/10	360	504

A l'aide du graphique de la figure 3.32 on peut aussi évaluer les rayons minimums d'opérations du bogie prototype sans glissement pur aux roues. Les courbes de 460 mètres et 250 mètres de rayon représentent, pour des conicités respectives de 0.033 et 0.1, les limites d'opération en régime de pseudo-glissement.

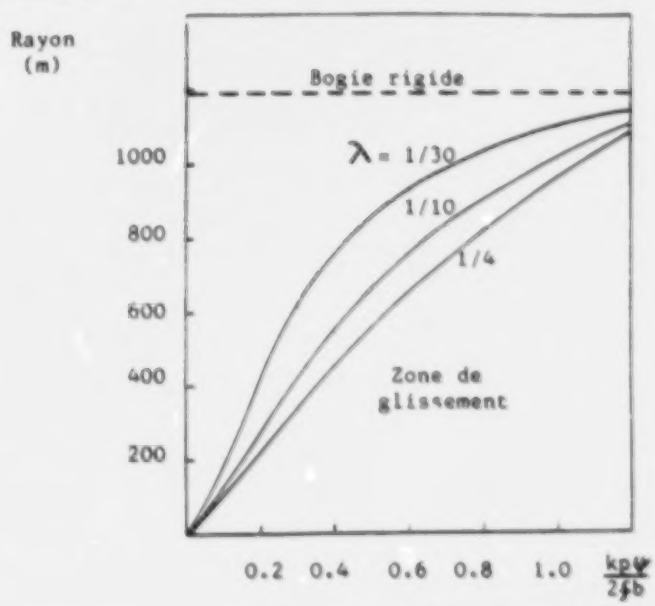


Figure 3.32

Rayon minimum sans glissement pour essieu retenu élastiquement

Le circuit d'opération du SLR Portland comprend 8Km du tracé en courbes et spirales sur un circuit de 24Km soit 33% du circuit. Le tableau suivant donne le pourcentage des courbes qui seront négociées dans des conditions d'alignement non radial.

TABLEAU 3.3
CONDITIONS D'OPERATION
SUR LES COURBES DU CIRCUIT

CONDITIONS	CONICITE	POURCENTAGE DES COURBES DU CIRCUIT
. Contact bourrelet sans alignement radial	1/30	92
	1/10	44
. Passage en courbe avec glissement pur aux roues	1/30	36
	1/10	16

Les expressions mathématiques utilisées pour établir ces limites ont été élaborées après plusieurs simplifications (réf.11). Elles ne considèrent pas l'effet de la rigidité gravitationnelle, la variation des coefficients de pseudo-glissement, l'effet du contact du bourrelet de roue avec la tête du rail et les forces centrifuges pouvant s'appliquer sur le bogie.

Afin de bien simuler les forces agissant sur un bogie dans une courbe, il est reconnu que la simulation des non-linéarités relevant de l'interaction roue/rail est indispensable dans le processus de calcul.

Pour la solution d'un modèle représentant un bogie, avec des forces de pseudo-glissement qui varient selon les déplacements des essieux, il est essentiel d'utiliser un programme de calcul sur ordinateur.

La section suivante présente les principales caractéristiques du programme développé par Bombardier pour l'analyse de performance en courbe.

3.3.4 Programme d'analyse de performance en courbe

a) Non-linéarités dans l'étude

Les non-linéarités rencontrées dans l'étude complète d'un bogie en courbe proviennent:

- de l'interaction géométrique du profil du bandage de roue sur le profil de la tête du rail;
- du pseudo-glissment élevé qui requiert des méthodes indirectes de calcul des coefficients.

. Interaction géométrique roue/rail non-linéaire

Le pseudo-glissement longitudinal est, comme il a été vu aux sections précédentes, généré par la différence de rayon de roulement des roues. Cette différence des rayons est fonction du déplacement latéral de l'essieu et est représenté de façon linéaire pour de petits déplacements sur la partie conique du bandage de roue. Pour une étude de stabilité, cette méthode est reconnue comme étant adéquate puisque l'on recherche le point de transition entre les petits déplacements amortis et les

déplacements non-amortis d'amplitudes croissantes. Par contre, pour une analyse adéquate d'un bogie en courbe, il faut considérer l'effet des non-linéarités des profils de roues et de rails.

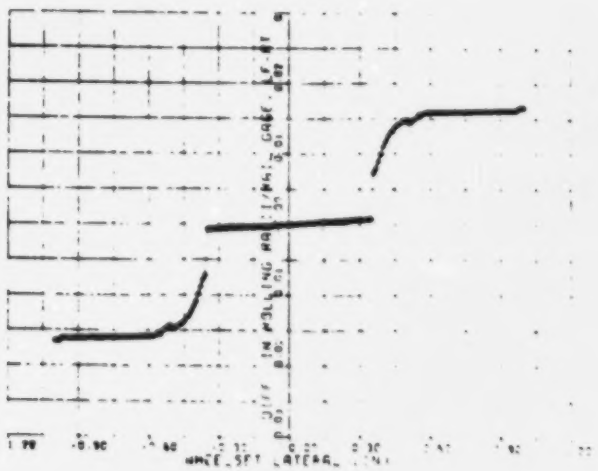
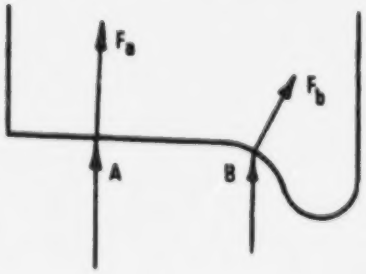


Figure 3.33
Différence des rayons de roulement

Similairement à la différence des rayons de roulement, l'angle de contact relatif au plan horizontal augmente lorsque le bourrelet de roue se rapproche de la tête du rail. L'inclinaison de la force normale à la zone de contact induit une force latérale qui peut être plus grande que les forces latérales de pseudo-glissement sur l'essieu en cause.

Force normale en A avec peu de composante latérale



Force normale en B avec importante composante latérale

Figure 3.34
Effet de l'angle de contact

Finalement, la dimension et la forme de la zone de contact roue/rail varient de façon non-linéaire avec le déplacement latéral de l'essieu. Ces caractéristiques nécessitent par conséquent un traitement spécial puisque les coefficients de pseudo-glissement dépendent de la zone de contact.

Afin d'évaluer les paramètres qui varient de façon non-linéaire, Bombardier a fait l'acquisition du programme WHRAILA (réf. 18) qui est conçu pour définir les paramètres qui explicitent la combinaison d'un profil de roue sur une tête de rail pour chaque déplacement latéral. Ainsi, à partir de tableaux de coordonnés des profils, le programme calcule toutes les caractéristiques des points de contacts et des positions relatives pour une série de déplacements latéraux (voir tableau 3.4).

- **Définition non-linéaire des forces de pseudo-glissement**

La définition linéaire des coefficients de pseudo-glissement telle qu'établie par Kalker dans sa thèse de doctorat (réf. 12) est très populaire pour des analyses considérant un faible pseudo-glissement (analyse de stabilité). Cependant, Kalker a mis au point un programme (réf. 13) qui donne les termes de pseudo-glissement allant jusqu'au glissement pur. C'est cette table de données qui doit être à la base d'une étude complète des performances en courbe d'un bogie à cause du très haut niveau de pseudo-glissement rencontré en opération.

TABLEAU 3.4

INTERACTION DES PROFILS TM2/115R

PROGRAMME "WHRAILA"

WHEELSET BNTRMET2 MEASURED 05-03-83 ON RAILS AREA115R MEASURED 08/11/81. AXLE LOAD = 100.0KN

LAT SHIFT (MM)	LONG SHIFT (MM)	YAW ANGLE THETA (MRAD)	CONTACT ANGLE DELTAL (DEG)	CONTACT ANGLE DELTAR	CONTACT AREA AREAL (MM2)	CONTACT AREA AREAR	CONTACT A/BL	CONTACT A/BR	RHO L	RHO R
-9.378	-22.152	9.978	63.77	1.27	16.5	69.6	21.87	1.17	.029	.628
-9.053	-23.348	9.787	57.50	1.29	15.9	69.7	20.29	1.16	.024	.630
-8.727	-22.507	9.103	62.13	1.32	16.5	69.9	20.99	1.16	.025	.632
-8.565	-21.505	8.501	65.62	1.36	17.3	70.0	21.69	1.16	.026	.634
-8.240	-20.157	7.342	68.46	1.43	16.6	70.3	21.46	1.15	.030	.638
-8.156	-18.848	6.680	70.09	1.47	19.9	70.4	21.22	1.14	.033	.640
-7.996	-17.662	5.756	70.89	1.53	20.9	70.7	20.93	1.13	.035	.644
-7.833	-16.206	4.649	71.24	1.60	21.6	70.9	20.50	1.13	.038	.648
-7.752	-14.603	3.926	70.62	1.65	22.5	71.2	19.77	1.12	.040	.652
-7.590	-13.610	3.018	70.58	1.71	23.6	71.5	19.10	1.11	.043	.656
-7.427	-12.244	1.826	70.25	1.80	25.6	71.9	17.76	1.10	.050	.662
-7.346	-11.147	1.406	69.71	1.84	27.8	72.2	16.14	1.09	.059	.666
-7.336	-1.690	.597	5.16	1.89	80.2	72.5	.89	1.08	.779	.670
-7.315	-1.686	.595	5.16	1.89	80.0	72.5	.89	1.09	.777	.670
-7.153	-1.663	.581	5.16	1.90	78.3	72.8	.98	1.07	.725	.674
-6.502	-1.579	.525	5.17	1.93	68.3	73.2	1.22	1.06	.609	.680
-5.202	-1.407	.412	5.22	1.99	58.9	74.2	1.61	1.03	.470	.695
-3.901	-1.242	.297	5.27	2.05	54.4	75.0	1.84	1.01	.407	.707
-2.601	-1.070	.184	5.25	2.03	51.3	76.4	2.04	.97	.365	.726
-1.300	-.362	.085	3.36	2.29	96.4	79.0	.60	.91	.977	.763
0.000	0.000	0.000	2.69	2.69	84.5	84.5	.79	.79	.837	.837
1.300	.362	-.085	2.29	3.36	79.0	96.4	.91	.60	.763	.977
2.601	1.070	-.184	2.03	5.25	76.4	51.3	.97	2.04	.726	.365
3.901	1.242	-.297	2.05	5.27	75.0	54.4	1.81	1.84	.707	.407
5.202	1.407	-.412	1.99	5.22	74.2	58.9	1.83	1.61	.695	.470
6.502	1.579	-.525	1.93	5.17	73.2	68.3	1.86	1.22	.680	.609
7.153	1.663	-.581	1.90	5.16	72.8	76.3	1.87	.98	.674	.725
7.315	1.686	-.595	1.89	5.16	72.5	80.0	1.08	.89	.670	.777
7.336	1.690	-.597	1.89	5.16	72.5	80.2	1.08	.89	.670	.779
7.346	11.147	-1.406	1.84	69.71	72.2	27.8	1.09	16.14	.666	.059
7.427	12.244	-1.826	1.80	70.25	71.9	25.6	1.10	17.76	.662	.050
7.590	13.610	-3.018	1.71	70.58	71.5	23.6	1.11	19.10	.656	.043
7.752	14.803	-3.926	1.65	70.62	71.2	22.5	1.12	19.77	.652	.040
7.833	16.206	-4.649	1.60	71.24	70.9	21.8	1.13	20.50	.648	.038
7.996	17.662	-5.756	1.53	70.89	70.7	20.9	1.13	20.93	.644	.035
8.156	18.848	-6.680	1.47	70.09	70.4	19.9	1.14	21.22	.640	.033
8.240	20.157	-7.342	1.43	68.46	70.3	18.6	1.15	21.46	.638	.030
8.565	21.505	-8.501	1.36	65.62	70.0	17.3	1.16	21.69	.634	.026
8.727	22.507	-9.103	1.32	62.13	69.9	16.5	1.16	20.99	.632	.025
9.053	23.348	-9.787	1.29	57.50	69.7	15.9	1.16	20.29	.630	.024
9.378	22.152	-9.978	1.27	63.77	69.6	16.5	1.17	21.87	.628	.024

Division du transport en commun

En général, la force de pseudo-glissement dépend des termes de vitesse dans les trois directions (latérale, longitudinale et rotation selon l'axe vertical). Une augmentation de la composante latérale aurait pour effet de réduire la composante longitudinale puisque la résultante de ces deux forces ne peut jamais dépasser μ N (coefficient de friction fois la composante verticale). L'effet de la composante en vrillage réduira la composante horizontale, ce qui réduira la capacité d'alignement radial de l'essieu en courbe.

b) **Structure et particularité du programme**

Le programme d'analyse en courbe établit l'ensemble des forces agissant sur un bogie roulant à vitesse constante dans une courbe de rayon constant. Les composantes simulées sont les deux essieux et le châssis du bogie reliés de façon flexible par la suspension primaire. En plus des caractéristiques physiques du bogie (masses et rigidités) les paramètres tels que le degré de courbure, l'insuffisance du dévers et les profils combinés roue/rail sont requis pour le calcul.

La méthode de solution consiste essentiellement à résoudre de façon numérique les équations d'équilibre de chacun des éléments du modèle.

. **Définition du modèle**

Les degrés de liberté simulés par le programme sont:

. essieux No.1 et No.2 — $y_{1,2}$: déplacement latéral

$\psi_{1,2}$: lacet de l'essieu

. châssis de bogie — y_b : déplacement latéral du bogie

ψ_b : lacet du bogie

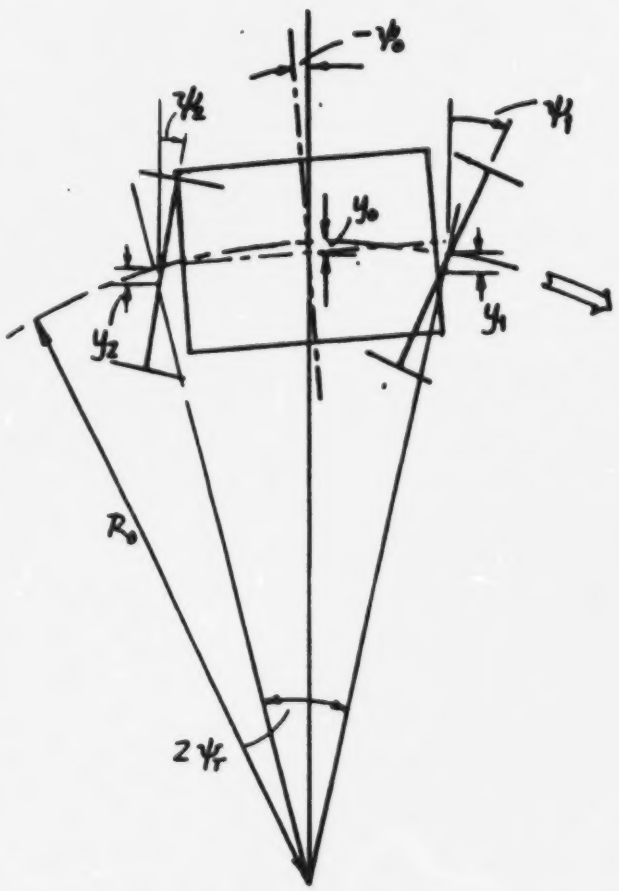


Figure 3.35
Degrés de liberté du modèle

Les équations d'équilibre pour le châssis sont établies selon le système d'axe du châssis tandis que les équations des essieux sont établies selon un système radial qui est propre à chacun des essieux.

Comme il a été vu précédemment, la modélisation de l'interaction roue/rail provient d'une table de données générée par le programme WHRAILA. Cette table ainsi que la table des coefficients non linéaires de pseudo-glissement de Kalker, sont utilisées conjointement pour établir les forces de pseudo-glissement pour chaque configuration (déplacements) des essieux.

- **Représentation matricielle et méthode de solution**

  La formulation matricielle présentée aux figures 3.36 et 3.37 comprend, en plus des six degrés de liberté du bogie, deux autres degrés de liberté représentant le couple de traction sur les essieux. Ces degrés de liberté permettent de vérifier l'équilibre entre les forces de pseudo-glissement longitudinales entre les deux roues d'un même essieu. Cette caractéristique de la représentation permet d'incorporer des couples externes aux essieux (forces de traction ou de freinage) durant le passage en courbe.

  La matrice de rigidité ainsi que les vecteurs des déplacements et des forces externes peuvent être représentés plus simplement sous la forme:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \underline{x}_1 \\ \underline{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \underline{f}_1 \\ \underline{f}_2 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_y+k_s & -ak_s & -k_s & -ak_s & -k_y & -ak_y \\ -ak_s & k_\psi+k_b+a^2k_s & ak_s & a^2k_s-k_b & 0 & -k_\psi \\ -k_s & ak_s & k_y+k_s & ak_s & -k_y & ak_y \\ -ak_s & a^2k_s-k_b & ak_s & k_\psi+k_b+a^2k_s & 0 & -k_\psi \\ -k_y & 0 & -k_y & 0 & 2k_y & 0 \\ -ak_y & -k_\psi & ak_y & -k_\psi & 0 & 2(k_\psi+a^2k_y) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \psi_1 \\ y_2 \\ \psi_2 \\ y_0 \\ \psi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_0\text{-FORCE SUR ESSIEU 1} \\ Z_0\text{-MOMENT SUR ESSIEU 1} \\ Y_0\text{-FORCE SUR ESSIEU 2} \\ Z_0\text{-MOMENT SUR ESSIEU 2} \\ Y_0\text{- FORCE SUR CHASSIS} \\ Z_0\text{- MOMENT SUR CHASSIS} \end{bmatrix}$$

Figure 3.36

Equations d'équilibre du bogie

Division du transport en commun

LE SYSTEME D'EQUATIONS

. Les variables du problème sont: $x_1, x_2, \ldots x_8$

$$\underline{X} = [\underbrace{y_1\ \psi_1\ y_2\ \psi_2 \mid R_1\ R_2}_{\underline{X}_1} \mid \underbrace{y_0\ \psi_0}_{\underline{X}_2}]\ ;\ R_1 = \frac{V}{\dot{\phi}_1},\ R_2 = \frac{V}{\dot{\phi}_2}$$

. Les équations du problème sont exprimées sous la forme:

$A\underline{X} = \underline{f}(\underline{X})$ où...

A: matrice de rigidité (réarrangée)
f_1: force totale sur l'essieu 1 selon l'axe Y
f_2: couple total sur l'essieu 1 selon l'axe Z
f_3: force totale sur l'essieu 2 selon l'axe Y
f_4: couple total sur l'essieu 2 selon l'axe Z
f_5: couple de traction sur l'axe 1 selon $Y + R_1$
f_6: couple de traction sur l'axe 2 selon $Y + R_2$
f_7: force totale sur le châssis selon l'axe Y
f_8: couple total sur le châssis selon l'axe Z

Figure 3.37

Système d'équations

$$A = \left[\begin{array}{cccccc|cc}
k_y+k_s & -ak_s & -k_s & -ak_s & 0 & 0 & -k_y & -ak_y \\
-ak_s & k_\psi+k_b+a^2k_s & ak_s & a^2k_s-k_b & 0 & 0 & 0 & -k_\psi \\
-k_s & ak_s & k_y+k_s & ak_s & 0 & 0 & -k_y & ak_y \\
-a_{ks} & a^2k_s-k_b & ak_s & k_\psi+k_b+a^2k_s & 0 & 0 & 0 & -k_\psi \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1.0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.0 & 0 & 0 \\
\hline
-k_y & 0 & -k_y & 0 & 0 & 0 & 2k_y & 0 \\
-ak_y & -k_\psi & ak_y & -k_\psi & 0 & 0 & 0 & 2(k_\psi+a^2k_y)
\end{array}\right]$$

$$A = \left[\begin{array}{c|c} A_{11} & A_{12} \\ \hline A_{21} & A_{22} \end{array}\right]$$

Figure 3.38

Matrice dynamique

Division du transport en commun

Les équations du système peuvent donc se présenter sous la forme:

$$A_{11}\,\underline{X}_1 + A_{12}\,\underline{X}_2 = \underline{f}_1(\underline{X}_1) \quad (1)$$
$$A_{21}\,\underline{X}_1 + A_{22}\,\underline{X}_2 = \underline{f}_2 \quad (2)$$

et après manipulation:

$$\underline{X}_2 = A_{22}^{-1}\,\underline{f}_2 - A_{22}^{-1}A_{21}\,\underline{X}_1 \quad (3)$$

et

$$ERR = A_{11}^{-1}\underline{f}_1 - A_{11}^{-1}A_{12}\underline{X}_2 - \underline{X}_1 \quad (4)$$

Ainsi, au lieu de résoudre un système à huit équations (équations (1) et (2)), le programme résoud un système à six équations (équation (4)). Cette méthode permet de trouver la position d'équilibre des deux essieux. Le calcul des déplacements du bogie s'effectue avec l'équation (3).

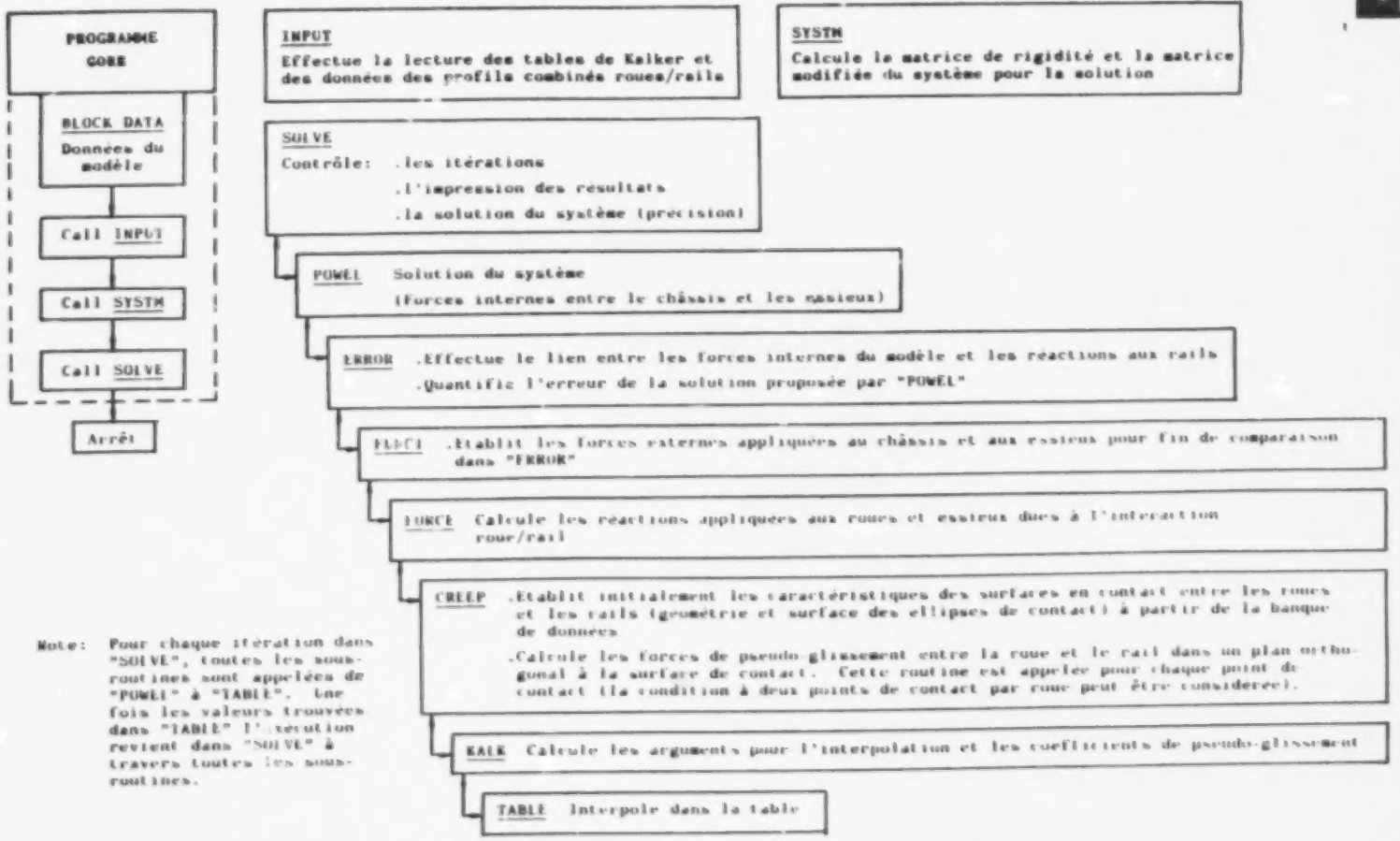
Le tableau 3.5 présente le diagramme de cheminement du programme à travers l'ensemble des sous-routines.

. **Résultats**

Le tableau 3.6 donne un exemple typique de l'ensemble de l'information obtenue pour chaque condition d'opération analysée.

TABLEAU 3.5

PROGRAMME D'ANALYSE DE PERFORMANCE EN COURBE - CORE



Note: Pour chaque itération dans "SOLVE", toutes les sous-routines sont appelées de "POWEL" à "TABLE". Une fois les valeurs trouvées dans "TABLE" l'exécution revient dans "SOLVE" à travers toutes les sous-routines.

Partant de la gauche, le tableau donne:

- l'identification de l'essieu considéré; soit le meneur (LDG) ou le mené (TLG);
- l'identification de la roue, gauche ou droite, avec un indicateur montrant qu'il y a deux points de contacts sur la roue (contact bourrelet/rail);
- les forces et les coefficients de pseudo-glissement ainsi que les forces et les moments s'appliquant à chaque roue et essieu dans les directions x, y et z;
- les déplacements des essieux et du châssis du bogie (latéral et lacet);
- les forces latérales et verticales ainsi que le rapport de celles-ci (L/V) pour la roue avec le bourrelet en contact avec la tête du rail;
- l'indice d'usure tel que défini par Elkins (réf. 14-15-16) servant à évaluer l'usure affectant les surfaces en contact.

Ces résultats sont en fait les meilleurs outils pour l'analyse d'un bogie en courbe.

TABLEAU 3.6

RESULTATS TYPIQUES DE L'ANALYSE DE PERFORMANCE EN COURBE

```
*****************************************************************
SUMMARY OF RESULTS    CANTO =   6.00  DCUR =  5.46 (   320. METERS )
*****************************************************************
```

WHEEL		FORCES (KN) AND MOMENTS (KN-M) X	Y	Z	DISPLACEMENTS (MM & MRAD)	WHEEL LOAD RATIO L	V	L/V	WEAR INDEX (N/M/M) (ELKINS ET AL)
LDG AXLE / LEFT WHL	CG :	.1560E-03	.1713E-02	.2927E+00	YC= -7.89				
	FC :	-.4567E+00	-.5090E+01	-.3917E+02	PSIC= -1.78				
	FW :	-.4567E+00	-.1030E+01	-.3957E+02					10.2
LDG AXLE / RIGHT WHL	CG :	.1312E-02	.1695E-02	-.6952E-01					
	FC :	-.3341E+01	-.3237E+01	-.3878E+02					
	FW :	-.3341E+01	-.4240E+01	-.3065E+02					9.9
LDG AXLE / LEFT FLG	CG :	-.3597E-01	.5290E-02	.2655E+01					
	FC :	.3627E+01	-.6915E+00	-.1262E+02					
	FW :	.3627E+01	.1166E+02	-.4061E+01		9.84	44.43	.221	134.1
	FA :	-.1710E+00	.5587E+01	-.7500E+02					
	TA :	0.	-.5722E-03	.4093E+01					
TRL AXLE / LEFT WHL	CG :	.1500E-03	-.1755E-02	.2564E+00	YC= -5.15				
	FC :	-.4065E+00	.3065E+01	-.4468E+02	PSIC= 1.74				
	FW :	-.4065E+00	.7078E+01	-.4423E+02					5.4
TRL AXLE / RIGHT WHL	CG :	-.1549E-03	-.1742E-02	-.9714E-01					
	FC :	.3955E+00	.4133E+01	-.3073E+02					
	FW :	.3955E+00	.3037E+01	-.3006E+02					7.3
	FA :	-.1098E-01	.1011E+02	-.7500E+02					
	TA :	0.	-.5753E-04	-.5973E+00					
TRUCK (EXTERNAL)	FT :		-.1570E+02		YD= -.79E+01				
	TT :			0.	PSID= -.95E+00				

```
***** SUM-SQR-ERROR = 1.01803E-06
Z :  -7.805E+00   1.269E+00  -5.152E+00  -1.224E+00   2.602E-04  -1.404E-06  -7.090E+00  -9.520E-01
P :   4.497E+00   4.893E+00   9.017E+00  -5.973E-01  -3.120E-04  -5.894E-05  -1.382E+01   0.
E :  -2.941E-04   7.121E-04  -2.014E-04   2.322E-04  -5.722E-04  -5.753E-05   0.          0.
W :   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00   1.000E+00
```

3.4 CONFORT DU VEHICULE

3.4.1 Introduction

Le dernier aspect concernant les performances dynamiques d'un véhicule est le confort.

Cette section revoit tous les différents aspects impliqués dans l'évaluation du confort des passagers.

3.4.2 Facteurs déterminants dans le confort d'un véhicule

a) Le corps humain

Le corps humain est un système physique et biologique d'une nature extrêmement complexe. Quand on le considère comme un système mécanique, on constate qu'il contient un grand nombre d'éléments "linéaires" et "non linéaires", et que les propriétés mécaniques varient beaucoup d'un individu à l'autre. Du point de vue biologique, la situation est encore moins simple, surtout au niveau des effets psychologiques.

Les effets d'oscillations répétées ont été étudiés sur un être humain transformé en un modèle mathématique masses-ressorts-amortisseurs.

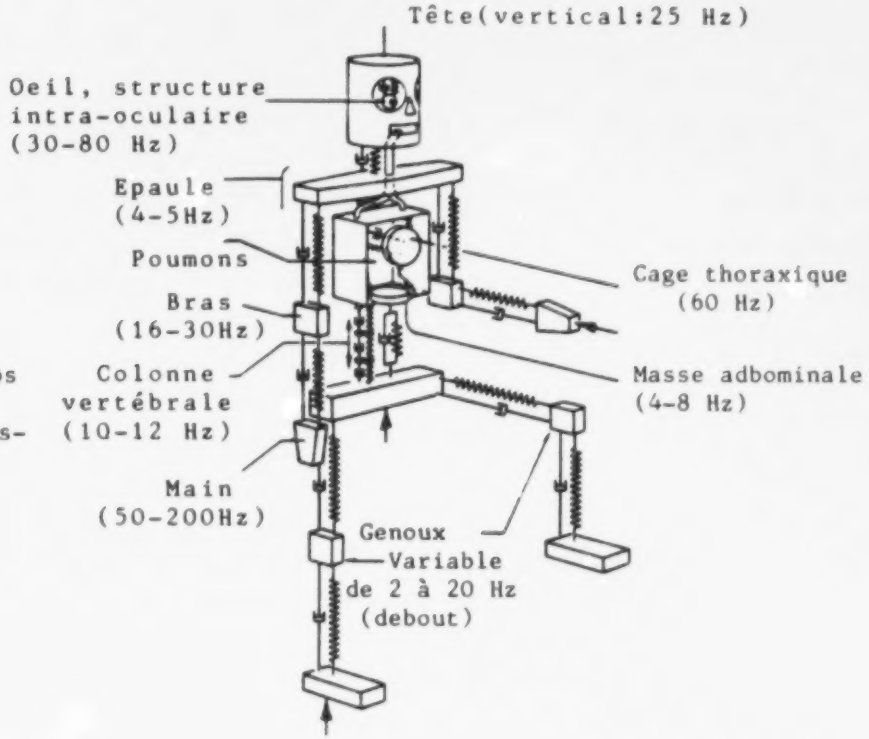


Figure 3.39

Représentation du corps humain sous forme de modèle masses- ressorts-amortisseurs

Les résultats comparés d'études et d'expériences, ont démontré que le corps humain pouvait être correctement modelé en utilisant des éléments linéaires. En soumettant ce modèle à une excitation répétée (réponse forcée), il a été possible de simuler ce que ressentent les passagers d'un véhicule dans les positions assises ou debout.

L'examen plus en profondeur, de la réponse du corps humain aux oscillations répétées de basses fréquences, montre que dans la bande 3-6Hz, l'abdomen est particulièrement vulnérable, et que pour la bande 20-30 Hz, le phénomène est similaire pour l'ensemble tête-cou-épaules. La bande 50-80 Hz touche particulièrement les yeux.

Par contre, pour les oscillations de fréquences supérieures à 100 Hz, (fréquences faisant davantage partie du spectre audible) il semble qu'il y ait une plus grande atténuation, surtout au niveau de la tête, si le sujet est debout. Ces atténuations peuvent parfois être de l'ordre de 40 db dépendemment de la fréquence et du trajet parcouru par les ondes dans le corps humain. Ce phénomène "d'atténuation" est directement relié aux propriétés des systèmes masses-ressorts-amortisseurs qui agissent comme filtre passe bas.

Les dernières techniques informatiques permettent d'effectuer des simulations beaucoup plus complètes à partir de modèles mathématiques, tel celui présenté à la figure précédente. Ce modèle comprend une centaine de degrés de liberté si on considère les mouvements de tranalation et de rotation pour chacune des masses suivant les trois axes principaux.

b) **Les sources d'excitations**

Les excitations qui affecteront le passager (système masses-ressorts) proviennent en majeure partie des imperfections et irrégularités des roues et des rails. Ces excitations sont normalement regroupées en deux catégories. On retrouve d'une part, les phénomènes

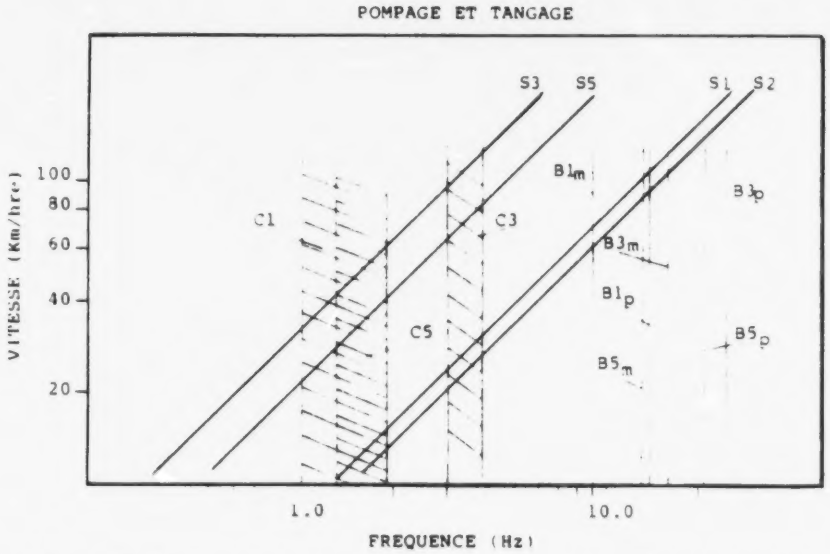
périodiques de longueur d'onde fixe et les phénomènes aléatoires. Les phénomènes transitoires, tels les viaducs, croisements et intersections affectent le confort des passagers mais sont difficiles à estimer et à simuler.

Parmi les excitations périodiques, on retrouve:

- les irrégularités sur les roues;
- la fréquence d'empattement du bogie qui excitera le pompage ou le tangage du bogie lorsque l'empattement du bogie est un multiple d'une longueur d'onde d'un défaut de la voie;
- la fréquence d'empattement de la caisse qui est similaire à la précédente mais qui à trait à la distance entre les bogies;
- la fréquence cinématique du bogie;
- la fréquence des joints de rail;
- la fréquence des dormants de béton.

Ces excitations étant de longueur d'onde constante, il en résulte que la fréquence sera proportionnelle à la vitesse d'opération de la voiture. Il est donc important, dans la phase initiale de conception, de garder les modes de caisses à l'extérieur des excitations périodiques.

Concernant les excitations aléatoires, des données statistiques compilées lors de différentes études (réf. 17) ont conduit à l'établissement de courbes empiriques donnant la densité spectrale des défauts de voie en fonction de la longueur d'onde. Ces courbes ont été définies pour différentes catégories de voies (classes 2 à 6) (voir figures 3.40 et 3.41).



Caisse	Bogie		Fréquences
C1	B1	:	Pompage
C3	B3	:	Tamis longitudinal
C5	B5	:	Tangage

Excitations

S1 : Irrégularités sur la roue

S2 : Fréquence de l'empattement du bogie

S3 : Fréquence de l'empattement du véhicule

S5 : Fréquence des joints de rails

Figure 3.40 Diagramme de couplage des fréquences

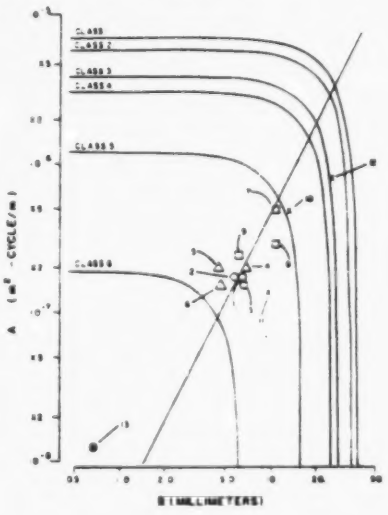


Figure 3.41
Spectre des défauts de voie

c) **Filtrage des excitations**

Les bogies modernes utilisent deux étages de suspension pour filtrer les imperfections et irrégularités de la voie jusqu'aux passagers.

Normalement, la suspension primaire filtre l'ensemble des fréquences supérieures à environ 15 Hz tandis que la suspension secondaire filtre les fréquences supérieures à 1.5 - 2.0 Hz. Le taux de transmisibilité résultant est fonction de l'amortissement présent à chacun des étages de suspension.

3.4.3 Evaluation du confort

a) Modèles simples

L'évaluation du confort d'une voiture consiste essentiellement à estimer le taux de transmissibilité des forces transmises à travers les étages de suspension.

Des méthodes simples peuvent être utilisées en supposant que le bogie a un effet négligeable.

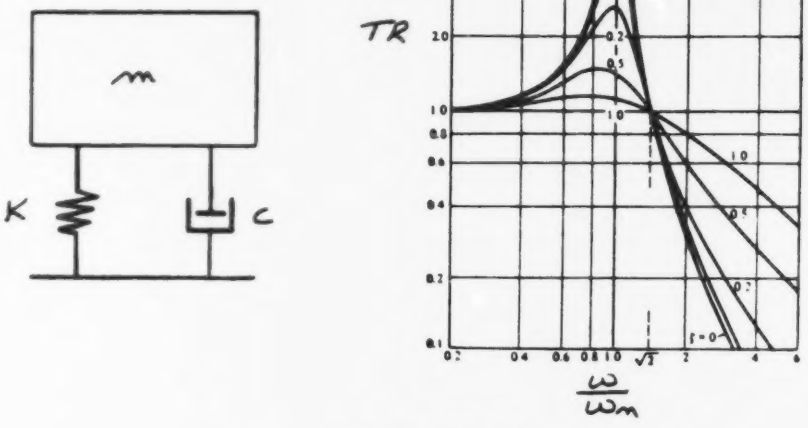
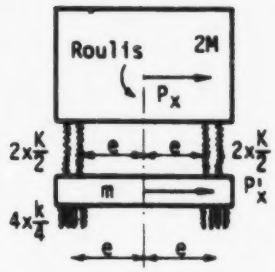
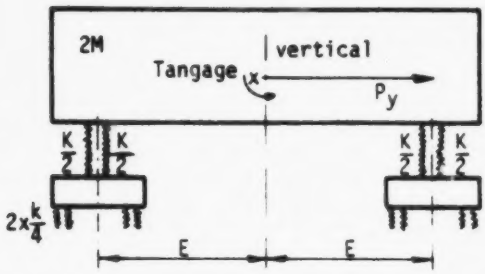


Figure 3.42
Modèle à 1 degré de liberté

Durant la phase initiale du projet, des modèles plus élaborés (fig. 3.43) comportant trois à six degrés de liberté ont été utilisés. Les difficultés rencontrées quant à la représentation de masses équivalentes et des caractéristiques d'amortissement, nous ont fait considérer une méthode de calcul plus complète et plus précise pour la simulation adéquate du confort d'une voiture.





$$\omega_1 \text{ ou } \omega_2 = \sqrt{\left(\frac{K+k}{2m} + \frac{K}{2M}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{K+k}{2m} + \frac{K}{2M}\right)^2 - \frac{Kk}{mM}}} \qquad \omega_2 > \omega_1$$

$$\omega_3 \text{ ou } \omega_4 = \sqrt{\left(\frac{K+k}{2m} + \frac{KE^2}{2MP_y^2}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{K+k}{2m} + \frac{E^2K}{2MP_y^2}\right)^2 - \frac{E^2Kk}{mMP_y^2}}} \qquad \omega_4 > \omega_3$$

$$\omega_5 \text{ ou } \omega_6 = e\sqrt{\left(\frac{K+k}{2mP'^2_x} + \frac{K}{2MP_x^2}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{K+k}{2mP'^2_x} + \frac{K}{2MP_x^2}\right)^2 - \frac{Kk}{mMP_xP'^2_x}}} \qquad \omega_6 > \omega_5$$

ou de façon approchée:

$\omega_1 \approx \sqrt{\frac{K}{M}}$ pompage propre de la caisse $\omega_2 \approx \sqrt{\frac{K+k}{m}}$ pompage du bogie

$\omega_3 \approx \sqrt{\frac{K}{M}}\frac{E}{P_y}$ tangage de la caisse $\omega_4 \approx \omega_2$ pompage du bogie

$\omega_5 \approx \sqrt{\frac{K}{M}}\frac{e}{P_x}$ roulis de la caisse $\omega_6 \approx \sqrt{\frac{K+k}{m}}\frac{e}{P'_x}$ roulis du bogie

Avec 2 M masse de la caisse

m masse d'un bogie

K/4 raideur verticale de la suspension primaire (par roue)

K/2 raideur verticale de la suspension secondaire (par pont de suspension)

P_y rayon d'inertie de la caisse en tangage

P_x rayon d'inertie de la caisse en roulis

P'_x rayon d'inertie du bogie en roulis

E empattement entre bogies

e écartement latéral des points de suspension

Figure 3.43

Modèle à plusieurs degrés de liberté

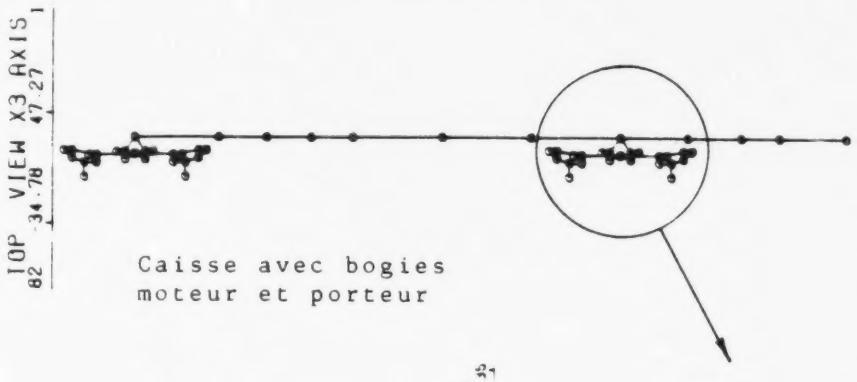
b) **Méthode d'évaluation du confort à l'aide des modèles d'éléments finis**

A l'aide d'un maillage simple d'éléments poutres, il est possible de représenter une voiture avec bogies et tous les éléments de suspension. Ce modèle comporte des inerties ponctuelles pour les bogies et une masse répartie linéairement pour la caisse.

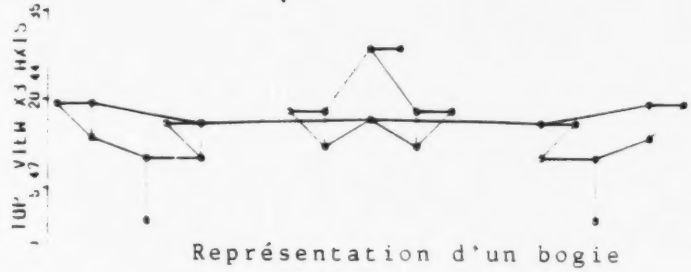
L'avantage de cette méthode, est que la majorité des logiciels d'analyses par la méthode des éléments finis ont des options permettant le calcul des fréquences naturelles et des déplacements relatifs de la structure. Le programme "STARDYNE" utilisé par Bombardier permet aussi d'exciter le modèle à l'aide d'un spectre d'accélération. Cette option permet, en plus d'analyser la structure sous une excitation périodique, d'évaluer sa réponse à un spectre d'excitation des défauts de voie.

L'inconvénient de cette méthode provient du fait qu'une modélisation bi-dimensionnelle est possible si et seulement si, on augmente sensiblement la complexité du modèle.

Les modèles présentés à la figure suivante ont été utilisés pour faire les évaluations du confort avant les essais.



Caisse avec bogies moteur et porteur



Représentation d'un bogie

Modèle pour étude en roulis

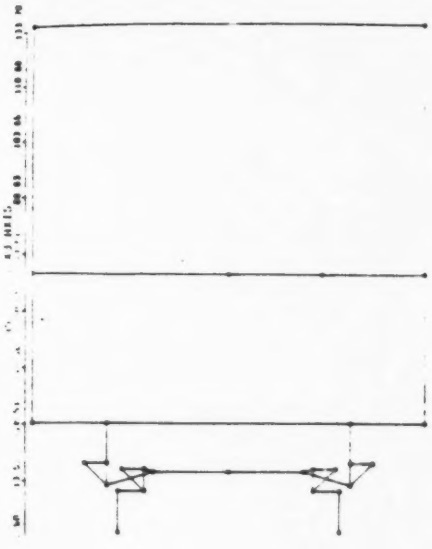


Figure 3.44

Modélisation du véhicule par éléments finis

3.4.4 Normes d'évaluation du confort

Durant les deux dernières décennies, un grand nombre d'études ont été effectuées afin de déterminer les différents aspects concernant les réactions de l'être humain soumis aux bruits et aux vibrations de son entourage. Le but principal de ces études était de fournir des données de base, desquelles on pourrait établir des critères précis, concernant la santé et le confort de l'être humain.

Toutefois, les chercheurs ont dû, pour établir certains critères, se fier presqu'entièrement aux impressions subjectives des sujets humains qui s'étaient prêtés aux essais. Ceci on le comprend bien, donna des résultats très variés qui conduisirent les différents organismes d'essais à établir leurs propres critères. En voici quelques-uns parmi les plus importants:

A- Indices de confort définis par les Allemands et les Japonais.
B- Normes de confort définies par les Anglais et les Australiens.
C- Normes de confort définies et utilisées par la NASA.
D- Normes de confort définies par ISO (International Standard Organization).

L'évaluation analytique et expérimentale de ces quatre sources de "critères" nous a donc conduit à utiliser les normes de confort ISO. Contrairement aux normes A et B, l'utilisation de la norme ISO minimise le côté subjectif de l'interprétation des résultats.

En effet, au lieu d'interpréter les réponses d'accélération dans le domaine temps, l'utilisateur de la norme ISO doit obtenir la réponse dans le domaine temps, pour ensuite, par l'intermédiaire d'un analyseur de Fourier (Fast Fourier Transform), la transposer dans le domaine fréquence.

Cette dernière réponse est ensuite divisée par bandes de tiers d'octave et superposée aux courbes de confort ISO.

En ce qui concerne la méthode définie et utilisée par la NASA, elle est certes plus complète que la méthode ISO mais, en contrepartie, elle est très complexe à interpréter et n'est d'ailleurs utilisée que par la NASA.

. **Définition des critères ISO**

Pour déterminer ces critères on a, en plus des résultats obtenus des expériences et par des simulations sur ordinateur, conaidéré les effets physiologiques et psychologiques. Même si ces effets sont complexes et difficiles à mesurer, on a pu dans le cas par exemple, des effets physiologiques, noter l'apparition de phénomènes tels que: la difficulté à digérer, la réduction d'activités musculaires, et plus rarement, l'apparition de micro-blessures au niveau des tissus organiques.

Les effets psychologiques comme la perception, la sensation d'inconfort et la douleur, ont aussi été considérés. La plupart des études ont été faites sur des conducteurs de véhicules et/ou sur des pilotes d'avion, à cause des tâches souvent complexes qu'ils ont à accomplir dans un environnement plus ou moins idéal.

Les critères ainsi déterminés couvrent la bande 1-80 Hz, suivant les trois axes principaux pour des sujets assis ou debout.

Les vibrations de fréquences inférieures à 1 Hz, produisent des effets complètement différents et doivent être étudiées séparément. Par exemple, le mal de mer qui se rencontre à des fréquences d'environ 0.3 Hz, peut se retrouver chez un sujet à partir d'une certaine amplitude d'oscillations et peut varier d'intensité sur le même sujet selon les conditions physiques et psychologiques de l'individu.

Les normes ISO 2631 incluent aussi des critères pour cette bande de fréquences. Pour les fréquences supérieures à 80 Hz, il est impossible de définir correctement des critères. La transmissibilité des tissus humains à hautes fréquences est très faible, et les sensations ressenties dépendent de trop de facteurs pour qu'une corrélation directe puisse être établie avec des critères déjà connus.

Les fréquences supérieures à 80 Hz sont donc traitées comme le bruit pour le confort du passager.

La norme ISO qui est utilisée ici est donc celle appelée "limite réduite de confort", et a été choisie parce qu'elle est reliée aux activités telles que: manger, écrire et lire.

Il est important de noter que même si la norme ISO a été choisie, il reste que ce genre d'approche (comme pour les autres), peut être améliorée, car elle ne tient pas compte des variations subites d'accélération (jerk) qui sont souvent plus difficiles à supporter que les oscillations régulières de différentes fréquences modulées. Les normes ISO, pour les vibrations, sont limitées à la bande de fréquences 0.1-80 Hz.

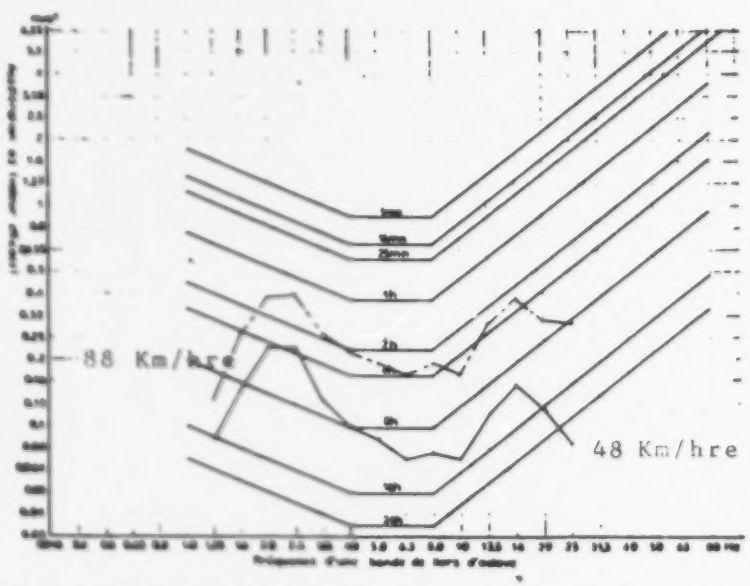


Figure 3.45 Réponse spectrale du SLR comparé au critère ISO 2631 (RCB)

SECTION 4

ANALYSE DE STRUCTURE

4.1 INTRODUCTION

4.1.1 But

La présente analyse a pour but de déterminer la capacité de charge du bogie et aussi de s'assurer de la bonne conception du châssis et de la traverse du bogie moteur. Cette étude a permis également de localiser les points de concentration des contraintes critiques qui constitueront des points de repère indispensables pour disposer les jauges de contraintes utilisées au cours des essais sur châssis.

4.1.2 Méthodes de l'analyse

L'analyse comprend deux parties intitulées respectivement, "Etude des éléments finis" et "Analyse de fatigue".

a) **Etude des éléments finis**

Le châssis ainsi que la traverse du bogie moteur ont été étudiés selon le programme des éléments finis de "MSC NASTRAN". Afin de réduire le format du modèle, nous n'avons modélisé et analysé que la moitié seulement du châssis et de la traverse.

b) **Analyse de fatigue**

L'analyse de fatigue a été faite à partir des résultats de l'étude des éléments finis. Pour l'exécution de cette analyse, on a appliqué les directives énoncées dans le manuel intitulé "Design Loads and Safety Factors of Railway Vehicles" publié par la société allemande d'étude des véhicules de construction légère.

4.2 ETUDE DES ELEMENTS FINIS (analyse statique châssis)

4.2.1 Etude des éléments finis (Modélisation)

a) Caractéristiques physiques

Module de Young
.214E + 11 kg/mm^2 (30,000 KSI)

Module de cisaillement
.823E + 10 kg/mm^2 (12,000 KSI)

Rapport de Poisson .30

b) Eléments finis et caractéristiques

Le châssis du bogie est dans le modèle, un assemblage des éléments finis NASTRAN suivants:

1. Plaques (CQUAD4 et CTR1A3)
2. Barres (CBAR)
3. Ressorts (CELAS2)
4. Eléments rigides (RBE2 et RBE3)
5. Tiges (CROD)

La description détaillée et l'emploi de ces divers éléments sont exposés dans les volumes I et II du Guide de l'utilisateur NASTRAN, et dans le volume I du Manuel d'application. Les éléments utilisés sont définis comme suit:

1. **Plaques**

   Chaque plaque est constituée d'une membrane ayant une rigidité en flexion ainsi qu'une rigidité en cisaillement transversal. Les plaques ici utilisées ont respectivement 8 et 11 mm d'épaisseur.

2. **Barres**

L'enveloppe du ressort localisé à 720.0 mm de l'axe de symétrie horizontal du bogie et le tube soudé à la face inférieure du longeron ont été remplacés dans le modèle par une barre unique.

3. **Ressorts**

Chaque ressort Clouth de la suspension primaire a été remplacé par trois ressorts de translation. Pour éviter une déformation verticale excessive de l'ensemble du modèle, on a modifié la rigidité verticale du ressort Clouth (attribution d'une raideur verticale plus élevée).

Par contre, les raideurs latérale et longitudinale sont demeurées telles qu'indiquées par Clouth. Ci-dessous figure la raideur des différents ressorts:

Composant de tranalation		Raideur(kg/m)
Longitudinal	(dir - X)	0.153 E + 6
Latéral	(dir - Y)	0.153 E + 6
Vertical	(dir - Z)	0.150 E + 7

4. **Éléments rigides**

Les éléments rigides ont été utilisés pour simplifier la représentation des composants suivants:

1. Boîtes d'essieux;
2. Enveloppes de ressorts Clouth à 1180 mm de l'axe de symétrie horizontal du bogie;
3. Soudage du tube à la face inférieure du longeron à 720 mm de l'axe de symétrie horizontal du bogie.

Les éléments rigides d'un autre type sont utilisés pour représenter les supports du frein à disque. La description détaillée de l'application des éléments rigides se trouve à la section 2.10 du Manuel d'applications NASTRAN, vol. 1.

5. **Tiges**
Afin d'établir clairement comment se répartissent les charges sur la structure du bogie, des tiges fictives de 1 mm^2 de section ont été disposées au hasard pendant l'édification du modèle.

c) **Simplification du modèle**
Pour simplifier l'édification du modèle et pour limiter la taille de ce dernier (par exemple, le nombre de noeuds et d'éléments), des dispositifs spéciaux inclus dans NASTRAN, ont été utilisés pour simplifier la représentation des différents composants du bogie.

1. Boîtes d'essieux;
2. Enveloppes des ressorts Clouth;
3. Support de freins à disque.

Par ailleurs, les composants du bogie n'ont qu'une importance secondaire en ce qui concerne les principales charges exerçées et n'ont pas été intégrés au modèle. L'analyse a aussi été effectuée en considérant les points suivants:

- Les charges verticales ont été établies en fonction de la répartition du poids de la caisse et des passagers sur les bogies. Les facteurs de répartition sont de 35.5% pour les bogies motorisés et de 29% pour le bogie porteur.

- Le poids de l'équipement suspendu au châssis du bogie a été retenu tandis que le poids du châssis (3% du total) n'a pas été inclus pour simplifier l'analyse.

- Les charges latérales et longitudinales ont été fixées à 20% de la charge verticale. Cette valeur est utilisée par la majorité des concepteurs de bogie.

- Etant donné que l'analyse a été effectuée sur un demi-châssis, on a équilibré les forces de freinage.

4.2.2 Charges exercées

L'étude du châssis du bogie s'est faite en utilisant les charges et/ou les combinaisons des chargements suivants:

Cas no.	Charge composante ou combinaison de charge
1	Verticale
2	Longitudinale
3	Freinage, composante symétrique
4	Freinage, composante asymétrique
5	Latérale
6	Verticale + longitudinale (1+2)
7	Verticale + freinage (1+3+4)
8	Verticale + latérale positive - direction Y (1+5)
9	Verticale + latérale négative - direction Y (1-5)

4.3 ETUDE DES ELEMENTS FINIS (analyse statique traverse)

4.3.1 Etude des éléments finis (Modélisation)

a) Caractéristiques physiques

Voir section 4.2.1a)

b) Eléments finis et caractéristiques

La traverse est, dans le modèle, un assemblage des éléments finis NASTRAN suivants:

1. Plaques (CQUAD4 et CTRIA3)
2. Barres (CBAR)
3. Eléments rigides (RBE3)
4. Tiges (CROD)

1. Plaques

Ci-dessous, figure un tableau des caractéristiques physiques des plaques:

Composants de la traverse	Epaisseur (mm)
Semelles sup. et inf.	11.0
Butée latérale	"
Ames et goussets	8.0
Cylindre du pivot	25.5

2. Barres

De manière à réduire la taille du modèle, la partie centrale des rebords des semelles supérieure et inférieure n'est représentée que par des barres.

Les caractéristiques physiques sont les suivantes:

Surface (mm^2)	=	429.0
Ixx (mm^4)	=	4325.0
Iyy (mm^4)	=	54375.0
J (mm^4)	=	17303.0

3. **Eléments rigides**
   Nous avons utilisé des éléments RBE3 pour simplifier la représentation des deux arbres d'entraînement.

4. **Tiges**
   Pour l'analyse de la traverse, nous avons également utilisé des tiges fictives.

c) **Simplification du modèle**

Tout comme pour le châssis du bogie, nous avons fait usage des dispositifs spéciaux pour la représentation des composants de la traverse, tels que:

1. Eléments RBE3 pour représenter l'arbre d'entraînement.
2. Barres (CBAR) pour représenter la partie centrale des rebords des semelles supérieure et inférieure par exemple, le porte-à-faux de 35.0 mm solidaire de l'âme.

Certains composants accessoires de la traverse n'ont pas été intégrés au modèle:

1. Supports d'amortisseurs verticaux et horizontaux.
2. Porte-à-faux des semelles supérieures.
3. Couronne à billes.

d) **Conditions frontières**

L'analyse de la traverse a également nécessité l'utilisation de deux séries de conditions frontières. La première série représente un état de symétrie; elle a été utilisée pour les charges verticales et latérales. La seconde série représente un état d'asymétrie; elle a été utilisée pour la charge longitudinale.

4.3.2 **Charges exercées**

L'analyse de la traverse du bogie s'est faite en utilisant les charges composantes et les combinaisons de charges suivantes:

Cas No.	Charge composante ou combinaisons de charges*
1	Verticale
2	Latérale, sur la suspension secondaire
3	Latérale, sur les butées latérales
4	Longitudinale, positive dans l'axe Z
5	Verticale + latérale à la secondaire (1 + 2)
6	Verticale + latérale aux butées (1 + 3)
7	Verticale + longitudinale (1 + 4)

* Les hypothèses du paragraphe 4.1.2 s'appliquent pour le châssis et la traverse.

4.3.3 **Sommaire des résultats**

Afin de réduire le volume d'informations relatives à ce type d'analyse, nous avons seulement inclus un sommaire des résultats de l'analyse.

Dans le tableau 4.1 de la page suivante, on retrouve les contraintes maximales et les endroits où elles s'exercent. Les valeurs indiquées correspondent aux contraintes équivalentes qui s'exercent dans un élément donné. Dans sa théorie, Hencky von Mises définit une contrainte équivalente comme:

Réf: Stress, Strain & Strenght.
de R.C. Juvinall
McGraw Hill
Section 5.11

$$\sigma e = \left[\sigma x^2 + \sigma y^2 - \sigma x \sigma y + 3 \tau x\, y^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

Equation dans laquelle,

σe = Contrainte équivalente
σx = Contrainte normale, direction X
σy = Contrainte normale, direction Y
τxy = Contrainte de cisaillement

TABLEAU 4.1 (réf. figure 4.1 et 4.2)

RESULTATS PRINCIPAUX (Max. seul.)

CHASSIS	CONTRAINTES VON MISES (Kg/mm^2)				
	Vertical	Vertical + longitudinal	Vertical + freinage	Vertical + latéral	Vertical -latéral
Semelle inférieure (longeron+traverse)	7.8	11.0	12.0	7.5	8.0
Semelle supérieure (longeron+traverse)	7.3	7.6	8.1	7.1	8.2
Ame intérieure (longeron)	7.7	8.1	8.8	8.1	7.7
Ame extérieure (longeron)	10.5	10.6	11.9	10.9	10.2
Ame (traverse droite)	9.4	9.0	9.9	10.0	9.3
Ame (traverse gauche)	9.4	9.8	8.8	10.0	9.3

TRAVERSE	CONTRAINTES VON MISES (Kg/mm^2)			
	Vertical	Vertical + longitudinal	Vertical + freinage	Vertical + latéral
Semelle supérieure	8.2	9.2	7.7	9.4
Semelle inférieure	7.1	8.1	17.8	7.4
Ame	6.0	7.1	6.5	7.0
Renfort du pivot	7.6	7.6	7.7	10.0
Butée	-	-	18.7	-

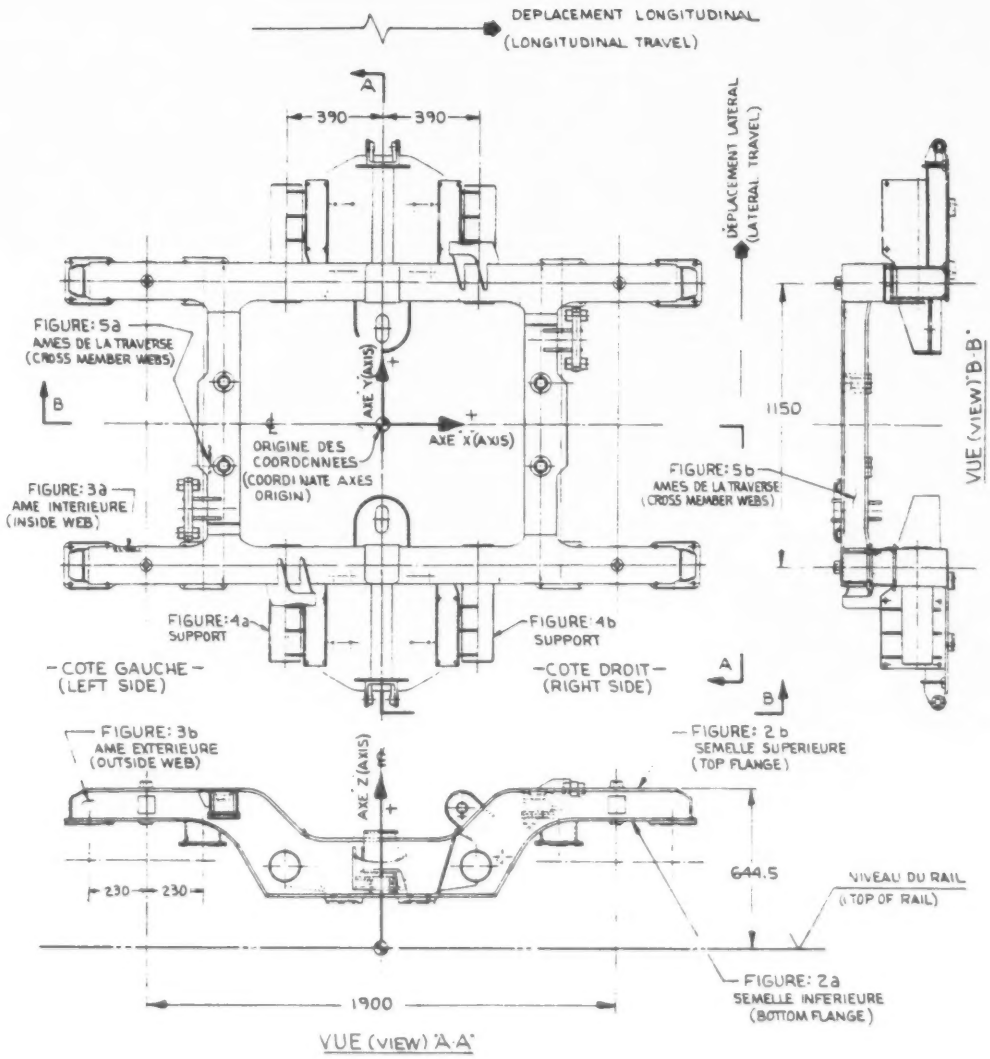

DEPLACEMENT LONGITUDINAL
(LONGITUDINAL TRAVEL)
390
390
DÉPLACEMENT LATÉRAL
(LATERAL TRAVEL)
FIGURE: 5a
AMES DE LA TRAVERSE
(CROSS MEMBER WEBS)
AXE Y (AXIS)
AXE X (AXIS)
ORIGINE DES
COORDONNEES
(COORDINATE AXES
ORIGIN)
1150
FIGURE: 5b
AMES DE LA TRAVERSE
(CROSS MEMBER WEBS)
VUE (VIEW) B-B'
FIGURE: 3a
AME INTERIEURE
(INSIDE WEB)
FIGURE: 4a
SUPPORT
FIGURE: 4b
SUPPORT
-COTE GAUCHE-
(LEFT SIDE)
-COTE DROIT-
(RIGHT SIDE)
FIGURE: 3b
AME EXTERIEURE
(OUTSIDE WEB)
FIGURE: 2b
SEMELLE SUPERIEURE
(TOP FLANGE)
AXE Z (AXIS)
644.5
NIVEAU DU RAIL
(TOP OF RAIL)
230
230
FIGURE: 2a
SEMELLE INFERIEURE
(BOTTOM FLANGE)
1900
VUE (VIEW) A-A'

Figure 4.1

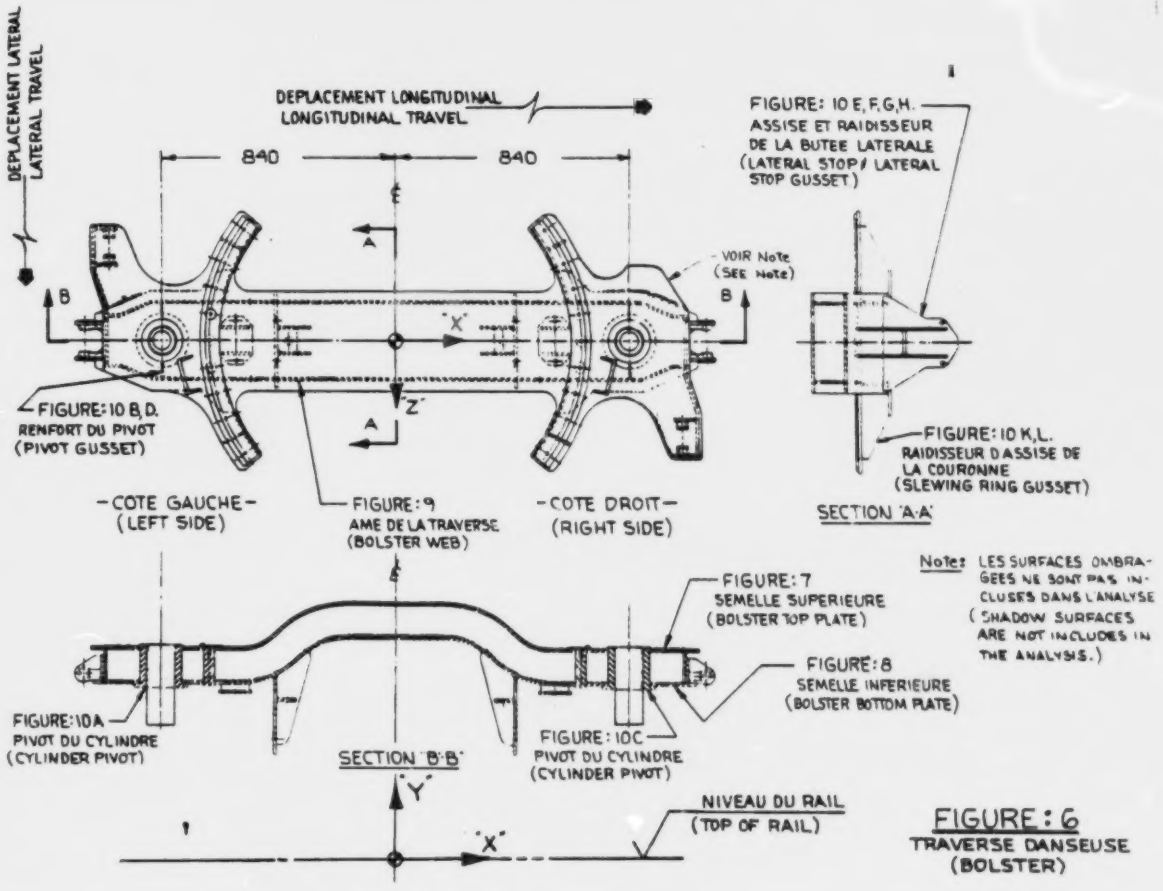


FIGURE : 6
TRAVERSE DANSEUSE
(BOLSTER)

Figure 4.2

4.3.4 Conclusion

Du point de vue statique, les contraintes calculées à partir de l'analyse des éléments finis sont en général inférieures à 50% de la limite élastique pour l'acier ASTM 662 ($Fy = 28\ Kg/mm^2$).

Une forte contrainte localisée, de 18.7 kg/mm^2, a été calculée dans la butée latérale de la traverse, mais elle est principalement due à l'application de la force latérale complète sur cette butée. La contrainte effective dans la butée latérale sera inférieure car la force latérale sera neutralisée par la réaction combinée des butées latérales et de la suspension secondaire.

4.4 ANALYSE DE FATIGUE

4.4.1 Introduction

Pour procéder à cette analyse, on a appliqué les directives énoncées dans le manuel allemand intitulé "Design Loads and Safety Factors of Railway Vehicles." Les diverses suppositions faites pour effectuer l'analyse sont comme suit:

a) **Charges dynamiques**

Dans la présente analyse, on a supposé: l'existence d'oscillations simultanées (en harmonie et complètement inversées).

1. Oscillations verticales + force de freinage + force latérale, pour l'analyse du châssis de bogie;
2. Oscillations verticales + force longitudinale + force latérale, pour l'analyse de la traverse.

b) **Théories relatives à la rupture**

Dans l'analyse on a envisagé deux théories universellement connues. Dans les joints où les contraintes de traction (σx ou σy) dominent, on a utilisé la théorie de l'énergie de distortion maximale (Hencky von Mises). Dans les joints où la tension de cisaillement (τxy) domine, on a utilisé la théorie des efforts de cisaillement maxima.

c) **Contrainte maximale à la rupture (Limite de fatigue)**

Le châssis de bogie motorisé et la traverse sont construits en acier ASTM 662, de grade A, ayant respectivement une résistance à la traction (Fu) et une limite élastique (Fy) de 41.0 kg/mm^2 et de 28.0 kg/mm^2.

Dans la présente analyse, la contrainte maximale à la rupture pour l'acier ASTM 662 est déterminée d'après les valeurs correspondant à un acier similaire, le ST-52 (Fy = 36 kg/mm^2) telles que spécifiées dans le manuel cité en référence. Compte tenu des caractéristiques mécaniques de l'acier ASTM 662, qui sont inférieures, on a réduit proportionnellement les valeurs relatives à l'acier ST-52 en appliquant le rapport approprié soit: 28.0/36.0.

d) **Types de joints**

Les joints sont classés de la même manière que dans le manuel allemand utilisé comme référence.

4.4.2 Bases utilisées pour les calculs

Les calculs de fatigue ont été faits pour les éléments critiques sélectionnés d'après l'étude des éléments finis.

Comme la réalisation des joints (soudures) est similaire pour le châssis de bogie et la traverse, et comme les contraintes calculées sont relativement moindres pour la traverse, les calculs n'ont été faits que pour les éléments du châssis.

4.4.3 Sommaire des résultats

Le sommaire des résultats de la page suivante provient des résultats des calculs de fatigue déjà fournis dans le rapport de phase III. Les différents paramètres suivants sont utilisés pour définir les contraintes "Hencky von Mises".

σ_x = Contrainte normale, direction X de l'élément

σ_y = Contrainte normale, direction Y de l'élément

τ_{xy} = Contrainte de cisaillement dans le plan XY de l'élément

σ_e = Contrainte monoaxiale équivalente (Hencky von Mises)

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{x\,y}^2)}$$

$\tau_{max.}$ = Contrainte de cisaillement maxima d'après la théorie des efforts de cisaillement maxima à la rupture.

$$\tau_{max.} = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]}$$

BOMBARDIER

TABLEAU 4.2
Sommaire des résultats (châssis et traverse)

FIG.	DESCRIPTION	Cont. Max. Kg/mm²	Cont. Min. Kg/mm²	FACTEURS DE SECURITE
4.3	Semelle inférieure du longeron au raccordement avec l'âme du longeron	+ 13.61%	- 2.41%	1.26%
4.4	Ame extérieure du longeron au raccordement à la semelle inférieure	+ 14.85	+ 6.15	1.67
4.5	Soudure au raccordement de l'âme extérieure du longeron au cylindre de la suspension secondaire.	+ 7.54	+ 2.92	1.47
4.6	Semelle supérieure de la traverse au raccordement avec la semelle supérieure du longeron.	+ 9.72	+ 2.48	1.76
4.7	Soudure du gousset de l'âme du longeron à la jonction avec l'âme de la traverse.	+ 7.42	+ 3.44	1.41

Figure 4.3

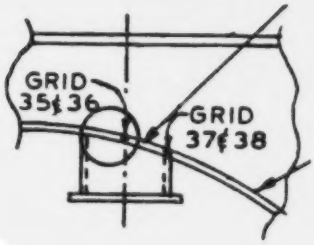


Figure 4.4

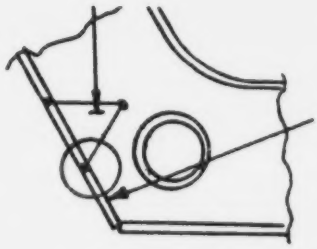


Figure 4.5

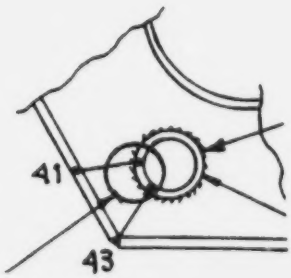


Figure 4.6

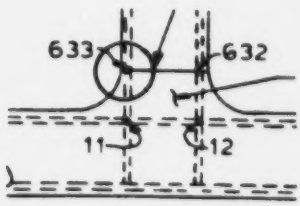
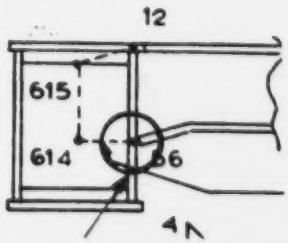


Figure 4.7



4.4.4 Conclusions

Du point de vue fatigue, les contraintes calculées s'exerçant dans le châssis et sur la traverse du bogie se situent en général dans les limites acceptables (par exemple, facteur de sécurité de 1.5).

Toutefois, on a noté un emplacement critique suite aux calculs de fatigue. Le facteur de sécurité à cet endroit est de 1.26.

La limite de fatigue de l'ensemble du châssis du bogie et de la traverse en cet endroit précis sera confirmée au cours des essais statiques et dynamiques.

SECTION 5

ANALYSES DE FIABILITE ET MAINTENABILITE

5.1 ANALYSE DE FIABILITE

5.1.1 Introduction

Le but de ce document est de présenter un résumé d'études sur la fiabilité du bogie prototype effectuées à partir des taux de défaillance de ses différents éléments.

5.1.2 Documents de référence

1- Tables de durée de vie et des taux de défaillance: NPRD-2, Rome Air Development Center (1981).

2- Etude de maintenabilité du bogie prototype "Bombardier", septembre 1982.

3- Bibliographie sur l'aspect statistique de fiabilité.

- "Reliability Handbook" Head Quarters, U.S. Army.
  Material command Ref. AMCP 702-3.
- "Traité de Fiabilité" de Schwob et Peyrache. Edité par Masson.
- "Reliability, Theory and Practice", de Igor Bazowsky.

4- Articles et revues

- "Mode de défaillance des engrenages" de M. Chabret.
  Bulletin de la Société des Ingénieurs de l'automobile (Ref. CNET #15273).
- "La fiabilité des roulements sur hélicoptère" - M. Y Gillas - Aérospatiale (Ref. CNET #15266).
- "Précision des calculs prévisionnels de fiabilité" de J.M. Grange et J. D'Orléans, Société Engins Matra, revue "L'Onde Electronique", vol. 49, fasc. 5

- Classification des défaillances mécaniques en fonction de leurs causes, selon le sigle "SWIFT" adopté dans certains articles américains (Voir note de M. Chernowitcz - RADC-TR-64-50).

5.1.3 Conception de base

En se plaçant du point de vue de la fiabilité des éléments mécaniques, on distingue dans l'étude d'un mécanisme: la conception de principe d'une part et la réalisation matérielle et technologique de l'autre part. La conception de principe concerne la solution d'ensemble adoptée. Elle tient compte des fonctions mécaniques et des transformations de mouvements à assurer. Elle est choisie par le concepteur et n'est pas examinée ici, bien que le choix initial de principe ait une influence certaine sur la fiabilité future du mécanisme.

5.1.4 Informations sur les principes d'estimation de la fiabilité du mécanisme

L'estimation prévisionnelle de la fiabilité du mécanisme peut être envisagée de deux façons:

1- Estimation à partir de l'étude technologique. Cette méthode nécessite une analyse du mécanisme tant du point de vue de son principe que de celui de sa réalisation technologique.

2- Estimation liée aux notions de durée de vie d'un mécanisme ainsi qu'à son taux de défaillance.

La durée de vie d'un mécanisme est la durée pendant laquelle ce mécanisme remplit correctement la fonction pour laquelle il a été réalisé avant sa mise hors d'usage par suite d'une dégradation provenant de son utilisation, ne tenant compte, ni des défaillances précoces ni des défaillances aléatoires.

Le taux de défaillance, au contraire de la durée de vie, tient compte de toutes les défaillances possibles. Il est généralement variable en fonction du temps d'utilisation du mécanisme. On classifie les types de défaillances ainsi:

a) Défaillances précoces dans les premiers moments de fonctionnement du mécanisme, provenant de la fabrication du matériel.
b) Défaillances d'usure, lesquelles se manifestent après une certaine durée de fonctionnement.
c) Défaillances aléatoires, lesquelles se manifestent à des moments quelconques pendant l'utilisation; elles sont dues à des usures anormales.

5.1.5 Méthode d'analyse

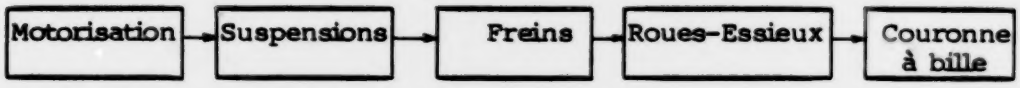
5.1.5.1 Hypothèses

Pour parvenir à établir la fiabilité des sous-ensembles du bogie, on a admis que:

- La défaillance d'un seul élément du bogie entraîne la défaillance de l'ensemble. Autrement dit, on admet que les divers éléments du bogie sont placés "en série" du point de vue de la fiabilité.
- Dans le cas où, certains composants ne sont pas essentiels au fonctionnement de l'ensemble du bogie, on ne tient pas compte de la fiabilité de ces composants.
- Toutes les défaillances du même type sont identiques et ont donc le même taux de défaillance.

- Les calculs se font séparément pour chaque unité du bloc diagramme de fiabilité.

Bloc diagramme du bogie



Pour que ces hypothèses soient valables, les conditions suivantes doivent être remplies:

a) La période de jeunesse des éléments du bogie est terminée.
b) Les éléments n'ont pas atteint leur période d'usure.
c) Les éléments du bogie ont subi des programmes de sélection extrêmement sévères et pour lesquels des précautions importantes sont prises tant en ce qui concerne les conditions de montage que des études de contraintes et de résistance (stress and strength).
d) Les matériaux constituent un lot pratiquement homogène, c'est-à-dire que leur condition de réalisation et d'exploitation sont semblables.
e) Le dépannage et la maintenance sont effectués d'une manière parfaite.

5.1.6 Calculs de fiabilité du bogie

a) **Données:** afin de pouvoir faire les calculs de fiabilité des éléments du bogie, on a admis les données suivantes:

- vitesse moyenne entre les stations (incluant les temps d'arrêt): 35 Km/hre;
- millage annuel moyen: 80,000 Km.;
- MDBF (distance moyenne entre les pannes): 800,000 Km.

b) **Taux de défaillance:** les taux de défaillance des ensembles du bogie sont présentés au tableau 5.1 qui contient:
- la liste des éléments (d'après le bloc diagramme du bogie) pris en considération pour les calculs de fiabilité;
- des renvois à des remarques, expliquant les valeurs de λ attribuées. Ces remarques sont placées à la suite du tableau 5.1;
- les taux de défaillance de chaque élément, compte tenu du nombre d'éléments semblables;
- les taux de défaillance du sous-ensemble, c'est-à-dire la somme des taux de défaillance des éléments correspondants.

TABLEAU 5.1

SOUS-ENSEMBLES	$\lambda/10^6$ (hres)	Qté (n)	$n.\lambda/10^6$ (hres)	$n.\lambda/10^6$ S-Ensemble (hres)	REMARQUES
MOTORISATION				24.2	
MOTEUR	12.1	1	12.1		(4)
REDUCT.& ACCOUP	12.1	1	12.1		(5)
SUSPENSION				28.0	
Susp. Primaire	6.0	2	12.0		(1)
Susp. Secondaire	8.0	2	16.0		(5)
FREINS				25.0	
Freins à disque	11.5	2	23.0		(3)
Freins magnét.	1.0	2	2.0		(2)
Roue/essieu	3.3	4	13.2	13.2	(7)
Couronne à billes	1.0	1	1.0	1.0	(6)
AUTRES	2.0	-	2.0	2.0	(5)
BOGIE				93.4	

Remarques (pour tableau 5.1)

1) NPRD-2 Rome Air Development Center
2) KNORR Brake Corporation-RMS Information (Jan. 82)
3) NYAB information for compliance with Pittsburgh LRV-Specification
4) BBC.LRV Specification
5) Estimation
6) Rollix-Defontaine
7) Fag Bearing Limited

c) **Modèle de calculs de fiabilité du bogie**

Pour obtenir une approche relativement exacte à la réalité, les taux de défaillance étaient soumis aux corrections au point de vue du temps ou des cycles de travail d'un sous-ensemble.

Le résumé d'une évolution " λ " pour les différents composants du bogie est présenté au tableau 5.2

TABLEAU 5.2

SOUS-ENSEMBLES	$\lambda/10^6$ (hres)	
	d'après le tableau 5.1	Corrigé d'après le temps du travail
Motorisation	24.2	24.2
Suspensions	28.0	28.0
Freins	25.0	11.7
Roues/essieux	13.2	13.2
Couronne à billes	1.0	1.0
Autres	2.0	2.0
Bogie	93.4	80.1

Donc, le taux de défaillance pour le bogie est :

λ = $80.1/10^6$

MTBF = 12,500 heures (temps moyen entre les pannes)

MDBF = 450,000 Km (distance moyenne entre les pannes)

5.1.7 Conclusions

Ce document constitue seulement un résumé des études que nous avons effectuées sur le bogie, donc il est indispensable de faire quelques remarques concernant l'interprétation des résultats obtenus.

1) Les équipements utilisés pour les calculs de fiabilité ont été choisis en fonction de leur importance pour la fiabilité de l'ensemble du bogie. Cela signifie que nous avons tenu compte également des équipements qui de par leur définition, ne font pas partie du bogie (c'est le cas des actuateurs de freins, des amortisseurs et du moteur). Tenant compte de ceci, il est suffisamment clair que supprimant ces composants des calculs de fiabilité, nous pourrions largement dépasser le MDBF = 800,000 Km (objectif imposé par nous-mêmes).

2) Il faut remarquer que l'étude de la fiabilité sous la forme des estimations des taux de défaillances aléatoires, était inséparablement liée à l'étude sur:
   - les marges de sécurité entre les contraintes appliquées sur les résistances prévisibles;
   - la distribution des contraintes à l'intérieur de chaque élément et au niveau des assemblages;
   - la variation au cours du temps des caractéristiques mécaniques et physiques des matériaux employés.

3) Pour suivre le développement de la probabilité des pannes en fonction du temps et des distances parcourues, il faut se rapporter à la figure 5.1 jointe à la page suivante.

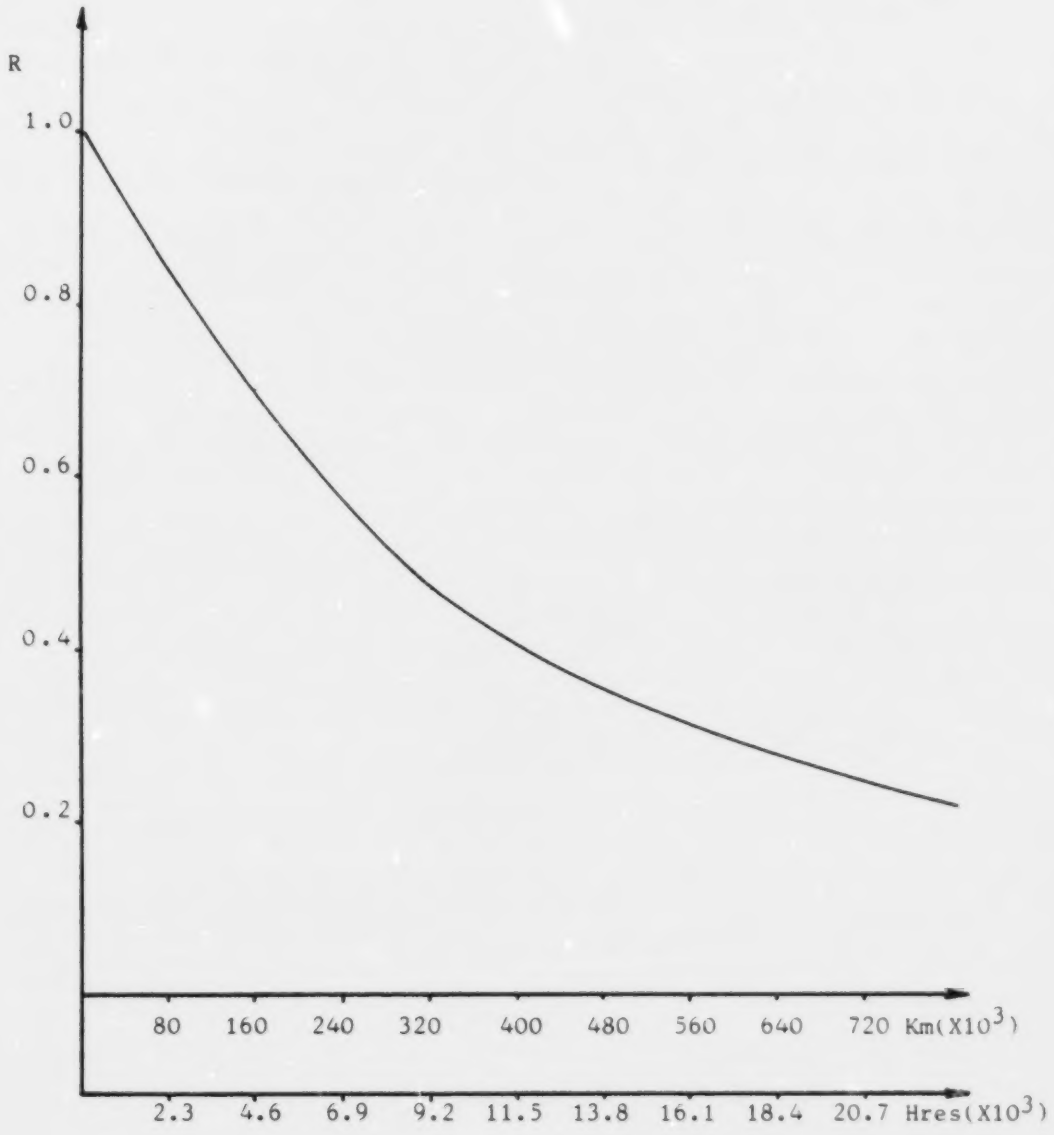


Fig. 5.1 Fiabilité/temps/distance

5.2 ANALYSE DE MAINTENATIBILITE

5.2.1 Introduction

5.2.1.1 But

Le but de cette étude est de démontrer que le bogie prototype est aisé à entretenir que ses équipements sont faciles d'accès et fiables et que le nombre d'outils spéciaux nécessaires à son entretien est réduit au minimum. Tous ces facteurs influencent les temps de maintenance préventive, de maintenance corrective et le temps moyen entre les bris.

Afin de démontrer la maintenabilité du bogie, on calculera systématiquement ces temps qui pourront ainsi ultérieurement servir d'outil de planning et de base de comparaison.

5.2.1.2 Documents de référence

Les documents suivants sont inter-reliés et peuvent aider à la compréhension de cette analyse.

- "Glossary of Reliability, Availability and Maintainability Terminology for Rail Rapid Transit", émis par APTA, Office of Technical and Research Services.
- MIL-HDBK-472 Maintainability Prediction
- Nonelectronic Parts Reliability Data NPRD-2 (RADC)

5.2.2 Concepts de Maintenabilité

5.2.2.1 Maintenance du véhicule

On ne considère que le temps de maintenance immobilisant le véhicule. On préfère donc un changement complet à une réparation dans le cas où:

a) un changement complet diminue le temps d'immobilisation du véhicule;
b) un contrôle des contaminants ou des pannes potentielles est supérieur par un changement complet.

5.2.2.2 Maintenance Préventive

a) **Philosophie**

Les tâches de maintenance préventive ont été développées dans le but de:

- s'assurer que l'opération d'un équipement reste sûre et fiable;
- réduire les coûts de maintenance imputables à l'usure en se basant sur les informations disponibles.

Les types de maintenance préventive pour atteindre ces buts sont:

- La maintenance conditionnelle:
  - une réparation ou un changement est entrepris suite à une inspection (ex.: les amortisseurs).
- Un changement causé par le réusinage d'un équipement (ex.: l'actuateur de freinage aux 5 ans).

- Un changement cédulé pour installer de nouvelles pièces (ex.: les garnitures de freins).

b) **Cédule**

A moins d'indications contraires, la cédule de maintenance employée progresse de la manière suivante:

Fréquence	Appellation
30 jours (8,000 km)	A
30 jours (24,000 km)	B
6 mois (40,000 km)	C
1 an (80,000 km)	D
5 ans (400,000 km)	E

5.2.2.3 Maintenance corrective

La fréquence des pannes entraînant une action corrective est déduite des taux de bris des composants. Ces taux sont tirés de trois sources qui sont, par priorité:

- Nonelectric Parts Reliability Data NPRD-2,
- Les données des fournisseurs,
- Les estimés basés sur des expériences précédantes.

5.2.3 Méthode d'analyse

5.2.3.1 Critères de base

Afin de pouvoir tabuler les différents temps des différentes tâches de maintenabilité, les critères suivants ont été utilisés:

1. Le dessous du véhicule et le bogie sont nettoyés avant le début de toute tâche d'entretien.
2. Le véhicule est en place sur un puits d'entretien ou sur un rail surélevé, ou prêt pour la maintenance à effectuer.
3. A moins d'avis contraires, toutes les précautions normales de sécurité auront été prises, selon le manuel de maintenance. L'équipement à entretenir est non-opérationnel et son alimentation est coupée. Les réservoirs pressurisés et la tuyauterie sont drainés et isolés de l'équipement à entretenir.
4. Le poids maximum pouvant être manipulé par un individu est de soixante (60) lbs. Les équipements de plus de cent (100) lbs. doivent être manipulés à l'aide de chariots-élévateurs, tables, treuils, etc...
5. Toutes les lignes hydrauliques ou pneumatiques défaites, sont immédiatement bouchées pour éviter toute contamination.
6. Les temps sont estimés en assumant que tous les outils, services, pièces et personnel requis sont disponibles pour la durée de la tâche. Les délais et les temps administratifs sont exclus.
7. Le remplaçement d'équipements inclut les ajustements, alignements et serrages aux couples prescrits.
8. Toute heure-homme pour les tâches de maintenance préventive est établie en fonction du temps nécessaire pour l'inspection complète d'un bogie. Les heures-hommes pour les tâches de maintenance corrective sont établies

en fonction du temps nécessaire pour l'inspection d'une pièce, et peuvent aussi être établies en fonction du temps nécessaire pour l'inspection complète du bogie.

9. Le personnel doit avoir une bonne connaissance de l'équipement et des procédures de recherches de pannes.

5.2.3.2 Profil d'opération

Afin de pouvoir faire une correspondance entre temps et distance, le profil suivant est utilisé:

- Vitesse moyenne entre les stations (incluant les temps d'arrêt): 35 km/hre
- Millage annuel moyen: 80,000 km.

5.2.3.3 Calculs type

A partir des feuilles de travail sur lesquelles on calcule le temps nécessaire pour effectuer une tâche en décomposant chacune des actions, et sur lesquelles on retrouve aussi toutes les informations pertinentes concernant ces tâches, on peut calculer le temps moyen pour réparer le bogie (MTTR), ainsi que le temps moyen entre les pannes (MTBF), tel que montré ci-dessous.

a) **Temps moyen pour réparer (MTTR)**

$$MTTR = \frac{\sum_{i=1} n_i \ \lambda_i T_i}{\sum_{i=1} n_i \ \lambda_i}$$

où: n_i = nombre de pièces similaires
λi = taux de pannes pour la pièce en 10^6 heure
Ti = temps pour effectuer une tâche sur la pièce
MTTR = temps moyen pour réparer

b) **Temps moyen entre les pannes (MTBF)**

On trouve le MTBF (Mean Time Between Failure) par l'équation suivante:

$$MTBF = \frac{1}{\sum_{i=1} n_i \lambda_i}$$

où: n = nombre de pièces similaires
λ = taux de pannes
MTBF = temps moyen entre les pannes

Avec le profil d'opération on peut aussi trouver la distance moyenne entre les pannes.

5.2.4 Résultats

5.2.4.1 Maintenance préventive

Les temps de maintenance préventive sont présentés dans le Tableau 5.3

La maintenance est réduite au minimum, si on ne fait qu'échanger le bogie pour un bogie déjà reconditionné et qu'on tourne la couronne de 90°. Pour atteindre le temps maximum, il faut ajouter le temps de réfection du bogie, soit changer toutes les pièces de suspension, de freinage, le moteur et les essieux, soit 10.58 heures-homme.

De plus, dans les premiers mois, il faut ajouter les temps suivants:

Après la première semaine,

vérifier le couple de serrage de la couronne	.3
vérifier le couple de serrage du disque	.2
changer l'huile du réducteur	.2
Total (hre-homme)	.7

Après 3 mois,

vérifier les brosses du moteur	.04
vérifier l'huile du réducteur	.20
Total (hre-homme)	.24

5.2.4.2 Maintenance corrective

En se basant sur les données des feuilles de travail pour le bogie protoype, le MTTR est de .931 heure-homme, pour un MTBF de 3,272 heures. Si on ramène le tout sur une base annuelle, on a un

MTTR de .654 heure-homme par an, par bogie, qu'on retrouve dans le tableau 5.5. Ces valeurs ont été corrigées en utilisant les facteurs de conversion du tableau 5.4.

5.2.5 Conclusions

L'analyse étant théorique, elle ne tient pas compte de l'efficacité du personnel, du temps logistique, de la maturité de l'équipement, des erreurs de diagnostics et des pannes secondaires. Afin de rendre les temps de maintenance plus près de la réalité pour qu'ils soient un meilleur outil de planning, certains facteurs ont été établis, basés sur l'expérience acquise durant les contrats précédents. Les facteurs du tableau 5.4 s'appliquent surtout à la maintenance corrective et certains s'appliquent aussi à la maintenance préventive, telles que logistique, efficacité et maturité. De plus, après 3 ans, on conserve les mêmes facteurs de logistique et d'efficacité. Les résultats corrigés, en ce qui concerne la maintenance du bogie, sont donc tels que montrés au tableau 5.5.

Ces temps, même corrigés restent bas, surtout au niveau de la maintenance corrective qui souvent entraîne des problèmes de disponibilité. De plus, si la maintenance préventive est correctement faite, tant au niveau de la fréquence des inspections qu'à la qualité du travail, on peut s'attendre à une disponibilité élevée des véhicules (voir: analyse de fiabilité). Les outils spéciaux nécessaires à toutes les tâches de maintenance sont les mêmes que ceux habituellement utilisés dans les ateliers s'occupant de bogie.

TABLEAU 5.3 TEMPS DE MAINTENANCE PREVENTIVE		
FREQUENCE	TEMPS ECOULE	HEURE-HOMME
A Hebdomadaire	.33	.33
B 45 jours, 10,000 km	.55	.55
C 6 mois, 40,000 km	2.29	2.44
D 1 an, 80,000 km	3.95	4.04
E min. 5 ans, 400,000 km	5.15	6.05
E max.	14.52	16.63

TABLEAU 5.4 FACTEURS DE CONVERSION			
CAUSE	1ère année	2e	3e
Tâche anormale	1.5	1.5	1.25
Panne secondaire	1.5	1.5	1.5
Logistique	1.25	1.25	1.25
Efficacité (75%)	1.33	1.33	1.33
Maturité	2.0	1.5	1.25
TOTAL	7.48	4.68	3.90
VALEUR ARRONDIE	8	5	4

TABLEAU 5.5

TEMPS CORRIGE DE MAINTENANCE EN HEURE-HOMME

FREQUENCE	1ère année	2e	3e	Après 3 ans
A Hebdomadaire	1.10	.82	.69	.55
B 45 jours, 10,000 km	1.83	1.37	1.14	.91
C 6 mois, 40,000 km	8.11	6.08	5.07	4.06
D 1 an, 80,000 km	13.43	10.07	8.40	6.71
E min. 5 ans, 400,000 km	-	-	-	10.06
E max.	-	-	-	27.65
MTTR annuel	2.72	1.70	1.36	.57

SECTION 6

ESSAIS SUR CHASSIS

6.1 INTRODUCTION

Suite à la demande de Bombardier Inc., division du transport en commun, le CRIQ (Centre de Recherche Industrielle du Québec) a soumis le prototype d'un châssis de bogie à des essais statiques et dynamiques de quatre millions (4) de cycles. Ce prototype de châssis de bogie fabriqué par Bombardier est destiné au SLR (Système Léger sur Rails) de la ville de Portland, Oregon.

6.1.1 Objectifs des essais

Ces essais visent à soumettre le prototype d'un châssis de bogie aux sollicitations rencontrées en service, simulant ainsi le cas d'un chargement maximum pour une opération de 30 ans.

Les essais sur le prototype permettront de s'assurer de la fiabilité et de la résistance en service du nouveau design.

6.1.2 Nature des travaux

Bombardier a remis au CRIQ le programme d'essais dont les étapes importantes sont:

- les charges à appliquer,
- les valeurs des charges de l'essai statique,
- les valeurs des charges de l'essai dynamique et le nombre de cycles en sollicitation,
- les valeurs des charges de l'essai dynamique complémentaire.

- l'inspection complète du châssis et de la traverse danseuse au ressuage,
- le calibrage des butées latérales,
- la localisation des endroits de contraintes élevées à l'aide d'un vernis craquelant,
- le chargement statique par palier,
- la localisation des cinquante (50) jauges extensométriques,
- l'enregistrement des contraintes obtenues lors de l'application des trente-huit (38) paliers de chargements statiques,
- essais de fatigue pour une durée de trois (3) millions de cycles,
- essais statiques supplémentaires,
- essais de fatigue supplémentaires de un (1) million de cycles,
- l'inspection complète du châssis et de la traverse danseuse par ressuage après $3,0 \times 10^6$ et $4,0 \times 10^6$ cycles de fatigue,
- l'analyse métallurgique de certaines soudures du châssis.

En ce qui concerne les pièces d'attache des cylindres au châssis et à la traverse danseuse, elles ont été conçues par le CRIQ et approuvées par Bombardier.

6.2 DESCRIPTION DES TRAVAUX

Un système électrohydraulique de marque M.T.S. (Materials Testing Systems) a été utilisé lors des essais afin de pouvoir appliquer toutes les forces requises.

6.2.1 Préparatifs

Dès leur réception au CRIQ, le châssis et la traverse danseuse ont été l'objet d'une inspection complète visant, s'il y avait lieu, à repérer des défauts de fabrication. L'inspection a été faite à l'aide d'un liquide pénétrant rouge de marque "Spotcheck", formule "B". L'inspection n'a révélé aucun défaut de fabrication.

Puis, les supports de butées transversales ont été instrumentés à l'aide de quatre (4) jauges extensométriques uniaxiales localisées sur les supports des butées afin de connaître en tout temps et de corriger au besoin, les efforts de réactions transmis au châssis par ces dernières.

La traverse danseuse fut installée sur le châssis à l'aide de la suspension secondaire dite "dummy". L'ensemble a été installé dans la structure d'essais surmonté de sept (7) actuateurs hydrauliques, représentant les sept (7) forces à appliquer de même que de deux (2) stabilisateurs servant à neutraliser l'effet de rotation présent sur la traverse danseuse lors de l'application de la force longitudinale "B". Après quoi les butées transversales furent calibrées jusqu'à l'obtention de l'ajustement désiré.

6.2.2 Vernis craquelant

Un vernis craquelant fut ensuite vaporisé en multiples fines couches sur les zones désignées (voir figures 6.1 et 6.2) alors que le poids de l'outillage reposait sur la traverse danseuse. Après une période adéquate de séchage, le prototype fut progressivement chargé.

Aucune fissure significative du vernis n'est apparue au cours du chargement, même si un chargement de 20% supérieur aux charges maximales initialement prévues a été appliqué.

6.2.3 Essai statique

Etant donné qu'aucune zone de contraintes élevées n'a pu être localisée à l'aide du vernis craquelant, les spécialistes en structure de Bombardier ont localisé trente-cinq (35) jauges uniaxiales et cinq (5) jauges rosettes 45°, principalement sur le châssis, sur la plaque oblique de suspension secondaire et sur la traverse danseuse. Toutes les jauges ont été adéquatement protégées et reliées à un système d'acquisition des données. Ensuite, les charges ont été progressivement appliquées. La position des différents vérins est illustrée à la figure 6.3. Les valeurs des chargements et les résultats d'essais sont listés au tableau 6.1.

6.2.4 Essai de fatigue

Suite à l'essai statique, le système M.T.S. a alors été programmé de façon à reproduire l'effet des charges spécifiées suivant un phasage "semi-aléatoire" permettant de multiples battements entre les différentes forces impliquées. En regroupant les sept (7) actuateurs hydrauliques en deux (2) groupes distincts, on a obtenu l'effet semi-aléatoire recherché en utilisant deux (2) générateurs de fonction qui opéraient presqu'à la même fréquence sans synchronisation.

De plus, pour simuler l'effet des dévers, une série de cales totalisant 5 mm d'épaisseur ont été installées sous le support pivotant arrière gauche après que le prototype eut complété un (1) million de cycles de fatigue.

Les 175,000 premiers cycles ont été effectués à une fréquence de deux (2) Hz. par la suite cette fréquence fut augmentée à quatre (4) Hz et maintenue jusqu'à la fin des trois (3) millions de cycles.

Pour s'assurer de la qualité des essais, les vérifications, relevés et ajustements périodiques suivants ont été faits:

Aux 100,000 cycles- enregistrement des contraintes

Aux 250,000 cycles- inversion de la polarité des charges statiques des forces simulant le freinage,
- vérification du zéro statique,
- vérification et ajustements des butées transversales.

Tous les jours : - tracé graphique des forces verticales, longitudinales et latérales.

L'inspection au ressuage a été effectuée aux nombre de cycles suivants:

1 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant rouge de marque "Spotcheck"
2.3 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant de marque "Zyglo"
2.75 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant de marque "Zyglo"
2.8 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant de marque "Zyglo"
2.9 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant de marque "Zyglo"
3 X 10^6 cycles : à l'aide d'un pénétrant de marque "Zyglo"

Les inspections au ressuage effectuées à 1,0 X 10^5, 2,5 X 10^6 et 3,0 X 10^6 cycles ont été des inspections complètes du châssis et de la traverse danseuse alors que les autres ont été concentrées dans les zones des fissures seulement.

Les valeurs typiques de contraintes obtenues lors de l'enregistrement de données à 200,000 cycles, sont listées au tableau 6.2.

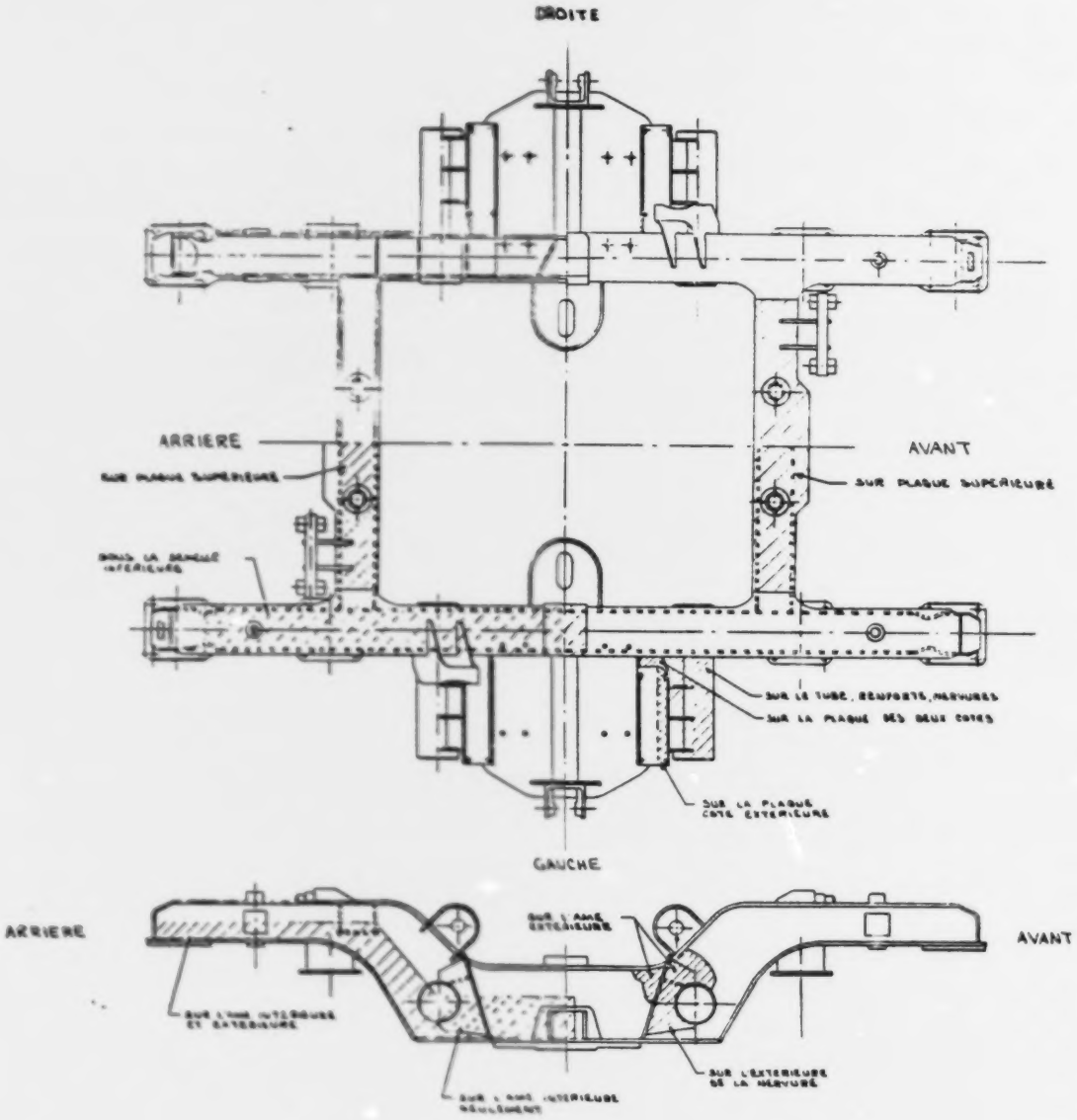

DROITE
ARRIERE
AVANT
SUR PLAQUE SUPERIEURE
SUR PLAQUE SUPERIEURE
SUR LE TUBE, RENFORTS, NERVURES
SUR LA PLAQUE DES DEUX COTES
SUR LA PLAQUE COTE EXTERIEURE
GAUCHE
ARRIERE
AVANT
SUR L'AME EXTERIEURE
SUR L'AME INTERIEURE ET EXTERIEURE
SUR L'EXTERIEURE DE LA NERVURE
SUR L'AME INTERIEURE

Figure 6.1

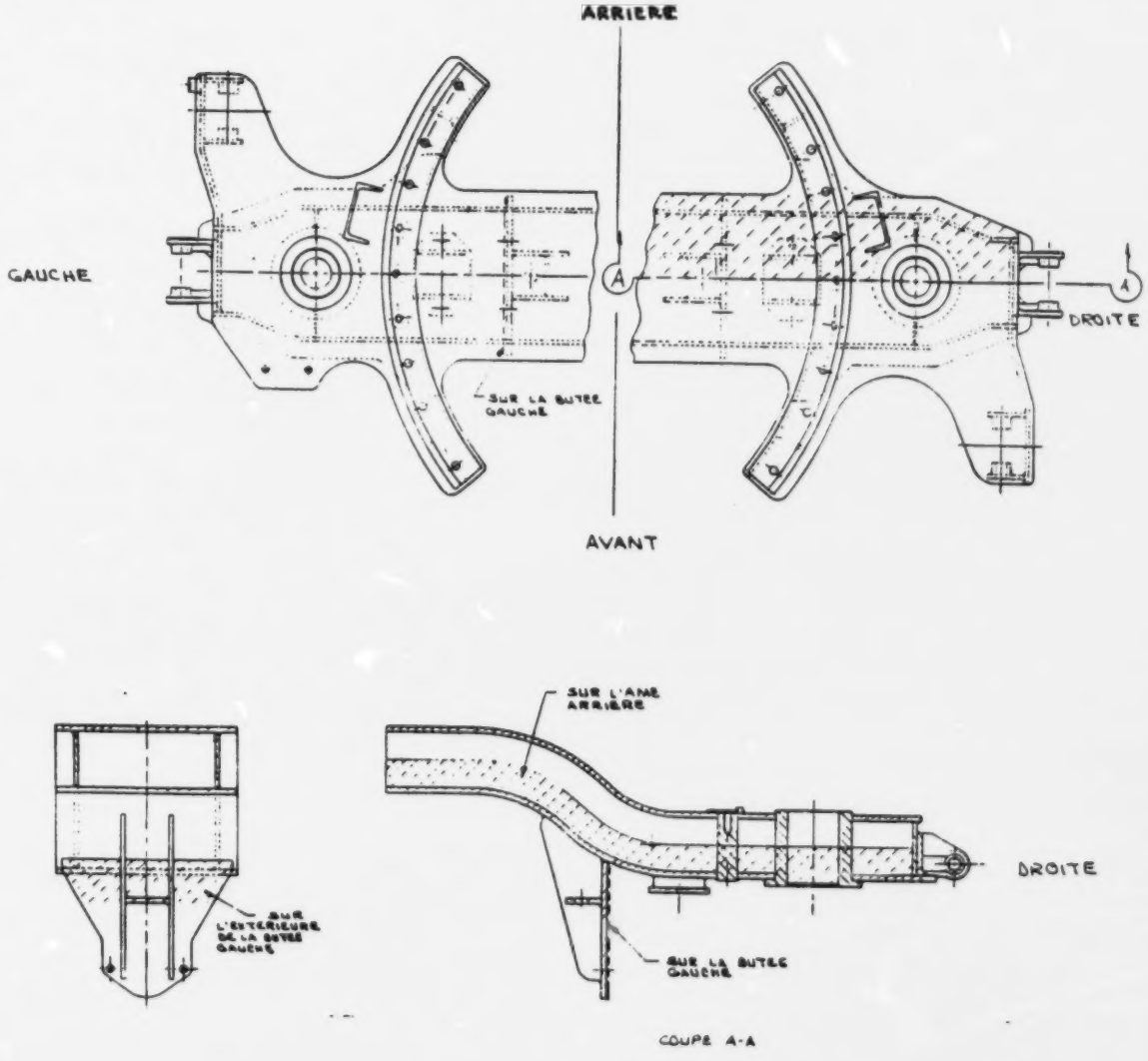

ARRIERE
GAUCHE
A
A
DROITE
SUR LA BUTEE GAUCHE
AVANT
SUR L'AME ARRIERE
DROITE
SUR L'EXTERIEURE DE LA BUTEE GAUCHE
SUR LA BUTEE GAUCHE
COUPE A-A

Figure 6.2

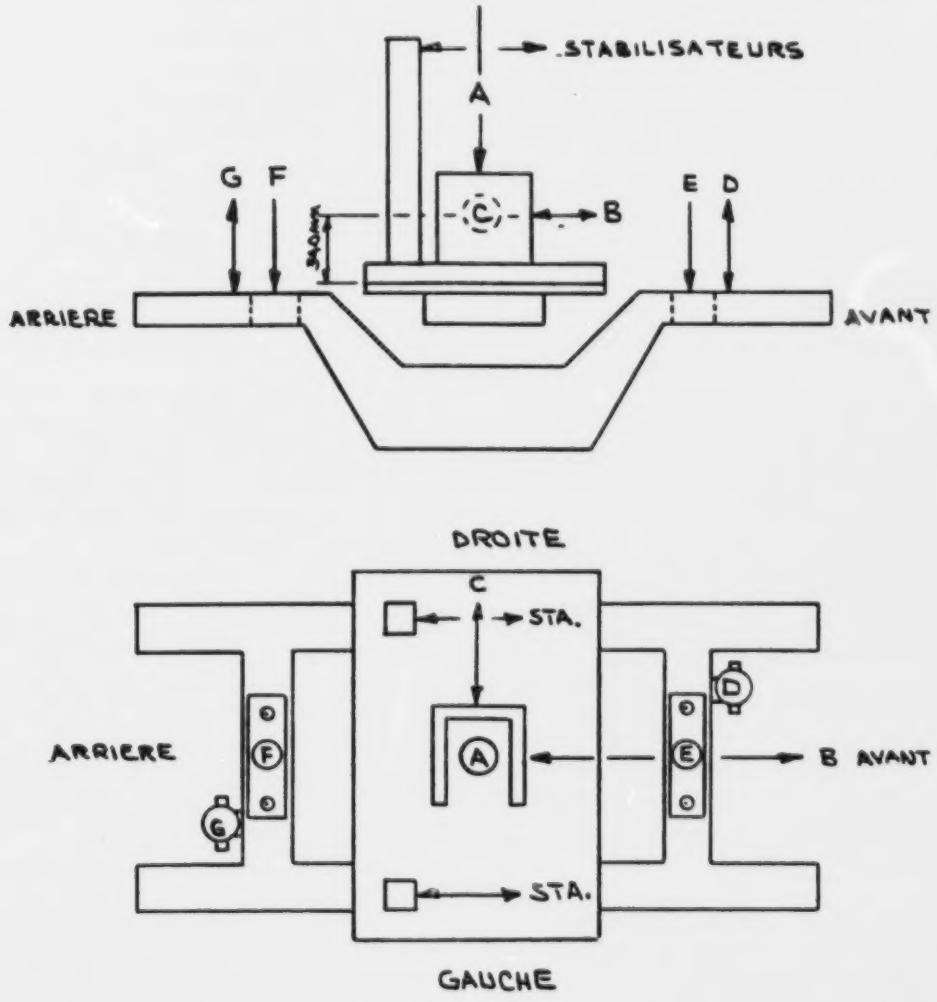

STABILISATEURS
A
G F
E D
C
B
ARRIERE
AVANT
DROITE
C
STA.
D
ARRIERE
F
A
E
B AVANT
G
STA.
GAUCHE

Figure 6.3

TABLEAU 6.1

ESSAIS STATIQUES

a) Chargements

	LIVRES-FORCE	NEWTONS
BUTEE G	160	711
BUTEE D	310	1378
STAB G + D	2095	9318
FORCE A	-45320	-201593
FORCE B	6978	31038
FORCE C	-7302	-32481
FORCE D	6701	29807
FORCE E	-4694	-20880
FORCE F	-4675	-20796
FORCE G	-6704	-29821

b) Résultats

JAUGE	P.S.I.	N/MM**2		N/MM**2
1	5119.2	35.1		
2	-1956.6	-13.5		
3	-8151.6	-56		
4A	1272.9	8.7	SIGMA1	21.73
4B	2620.5	17.9	SIGMA2	10.77
4C	2041.2	14	ALPHA	55.8
			TAU XY	5.11
5	2037	13.9		
6A	1499.1	10.2	SIGMA1	87.23
6B	7926.6	54.4	SIGMA2	34.35
6C	10896	74.8	ALPHA	79.8

JAUGE	P.S.I.	N/MM**2	N/MM**2
			TAU XY 9.14
7	12229.5	83.9	
11	10874.7	74.6	
12	15199.8	104.3	
13	17531.1	120.3	
14	15810.3	108.5	
15A	224.7	1.5	SIGMA1 82.16
15B	11850.9	81.3	SIGMA2 -12.22
15C	6905.7	47.4	ALPHA 55.9
			TAU XY 43.77
16A	-6645.6	-45.7	SIGMA1 33.03
16B	-2249.4	-15.5	SIGMA2 -37.83
16C	6156.9	42.2	ALPHA 98.6
			TAU XY -10.59
17	11040	75.8	
21	681.9	4.6	
22A	-13487.1	-92.7	SIGMA1 -122.83
22B	-11060.7	-76	SIGMA2 -158.82
22C	-15223.2	-104.6	ALPHA 37.61
			TAU XY 17.4
31	12870.9	88.3	
32	11057.4	75.9	
33	19839.9	136.2	
34	21417	147	
35	6098.1	41.8	

JAUGE	P.S.I.	N/MM**2
36	15180.6	104.2
41	-14073.9	-96.7
42	-7689	-52.8
43	-19665.3	-135.1
51	-14580	-100.2
62	6689.4	45.9
63	4422.3	30.3
71	-244.2	-1.7
72	-976.8	-6.8
73	198	1.3
74	1786.8	12.2
75	496.2	3.4
76	2186.1	15
77	3270.3	22.4
78	8088.3	55.5
79	-231	-1.6
80	6653.7	45.6
81	-1180.5	-8.2
82	335.7	2.3

TABLEAU 6.2

ESSAIS DYNAMIQUES

NOMBRE DE CYCLES: 200,000 (sans cale)

a) **Chargements**

	MINIMUM		MAXIMUM	
	LIVRES-FORCE	NEWTONS	LIVRES-FORCE	NEWTONS
BUTEE G	60	266	1534	6823
BUTEE D	117	520	1254	5578
STAB G + D	-935	-4160	1553	6908
FORCE A	-45546	-202598	-27176	-120885
FORCE B	-7702	-34261	7050	31359
FORCE C	-7209	-32068	7219	32111
FORCE D	-8	-36	6712	29856
FORCE E	-4807	-21383	-2693	-11980
FORCE F	-4694	-20880	-2717	-12086
FORCE G	-6661	-29630	12	53

b) **Résultats**

	MINIMUM		MAXIMUM	
JAUGE	P.S.I.	N/MM**2	P.S.I.	N/MM**2
1	1888.8	12.9	4967.1	34.1
2	-2224.2	-15.3	-529.8	-3.7
3	-7700.7	-52.9	-3988.8	-27.4
4A	288	1.9	810.6	5.5
4B	708.3	4.8	1884.9	12.9
4C	389.7	2.6	1402.8	9.6
5	787.5	5.4	1787.1	12.2

JAUGE	MINIMUM P.S.I.	MINIMUM N/MM**2	MAXIMUM P.S.I.	MAXIMUM N/MM**2
6A	310.8	2.1	1294.8	8.8
6B	2708.7	18.5	7496.4	51.4
6C	4179.9	28.7	9720.9	66.7
7	5886.6	40.4	11211.9	76.9
11	6103.2	41.9	10322.7	70.8
12	7256.1	49.8	14158.5	97.2
13	8730.9	59.9	17088.3	117.3
14	7135.2	48.9	15566.7	106.8
15A	-206.7	-1.5	1461.9	10
15B	4930.5	33.8	11542.2	79.2
15C	1988.4	13.6	6517.5	44.7
16A	-7124.7	-49	-3179.1	-21.9
16B	-2817.6	-19.4	-499.5	-3.5
16C	1653.9	11.3	5030.4	34.5
17	4182	28.7	11307	77.6
21	-394.8	-2.8	1010.7	6.9
22A	-12267.3	-84.3	-4883.4	-33.6
22B	-9870.3	-67.8	-4103.7	-28.2
22C	-15232.3	-104.6	-7077.6	-48.6
31	4362.3	29.9	11947.5	82
32	5674.5	38.9	11115.3	76.3
33	7498.8	51.4	18435.6	126.5
34	10299.3	70.7	20859	143.2
35	2565	17.6	6280.8	43.1
36	7236.9	49.6	14973.9	102.8
41	-14470.5	-99.4	-6897.3	-47.4
42	-8033.4	-55.2	-3913.5	-26.9
43	-21047.1	-144.6	-8921.1	-61.3
51	-13329.6	-91.6	-7778.4	-53.5
62	3214.8	22	7281.6	50
63	1705.8	11.7	5360.7	36.8

JAUGE	MINIMUM P.S.I.	MINIMUM N/MM**2	MAXIMUM P.S.I.	MAXIMUM N/MM**2
71	-3087.3	-21.2	-252.3	-1.8
72	-2484.3	-17.1	-734.1	-5.1
73	-2374.5	-16.4	1014.6	6.9
74	806.4	5.5	3343.5	22.9
75	800.1	5.4	2244.6	15.4
76	1341.6	9.2	3183.3	21.8
77	2186.1	15	4536.9	31.1
78	2917.8	20	8585.4	58.9
79	-4914	-33.8	-584.7	-4.1
80	3618.3	24.8	8096.1	55.5
81	-1847.4	-12.7	1595.1	10.9
82	731.4	5	1834.2	12.5

6.2.5 **Essais supplémentaires**

L'apparition de fissures à 2.6 X 10^6 cycles de fatigue a nécessité des essais statiques et dynamiques supplémentaires dans le but de déterminer les causes probables et de voir l'évolution dans le temps.

a) **Essais statiques supplémentaires**

Cet essai avait pour but de mieux évaluer les contraintes statiques aux abords des zones fissurées. Huit (8) jauges extensométriques uniaxiales et deux (2) jauges rosettes 45° ont été installées dans la zone des fissures. Ces dix (10) jauges supplémentaires ont été raccordées au système d'acquisition de données suivant un nouvel arrangement qui regroupait les jauges nos. 1 à 7 inclusivement, les attaches de charge de tous les actuateurs hydrauliques, de même que les signaux provenant des butées transversales et des stabilisateurs.

Pour cet essai supplémentaire, toutes les jauges extensométriques utilisées ont été balancées à zéro, sans le poids de l'outillage sur la traverse danseuse, et sans la présence des cales au niveau des butées transversales. Par la suite, ces dernières ont été calibrées de façon à transmettre l'effort de l'actuateur de la force latérale "C" directement au châssis. De plus, la cale de 5 mm d'épaisseur était présente sous le support pivotant arrière gauche.

Le chargement statique a été exécuté progressivement par l'intermédiaire des paliers correspondant à ceux utilisés lors de l'essai statique précédent.

b) **Essais dynamiques supplémentaires**

Cet essai avait pour but de vérifier dans le temps, l'évolution des fissures existantes. La cale de 5 mm sous le support pivotant arrière gauche était présente et les butées transversales calibrées. Le prototype fut soumis à un (1) million de cycles supplémentaires au cours desquels aucun relevé de contraintes, aucune vérification du zéro statique et aucun tracé graphique n'ont été enregistrés. Par contre, il y eut aux intervalles suivants:

Aux 100,000 cycles :
- inspection de toutes les fissures au ressuage,
- mesure de la dimension des fissures à l'aide d'un compas à pointe sèche.

Aux 250,000 cycles :
- inversion de la polarité des charges statiques des forces simulant le freinage,
- vérifications et ajustements des butées transversales.

A la fin de ce million de cycles, toutes les soudures du châssis et de la traverse danseuse ont fait l'objet d'une inspection au ressuage par le procédé Zyglo afin de voir si d'autres fissures seraient apparues.

6.2.6 Analyse métallurgique

Une analyse métallurgique a été faite dans le but d'évaluer la qualité des joints soudés qui avaient fissuré lors des essais.

Ainsi, certaines pièces ont été prélevées à même le châssis. Des sections longitudinales et transversales des joints fissurés ont été préparées en vue de:

- voir la pénétration de la soudure,
- vérifier la préparation des pièces avant soudage,
- vérifier l'ajustement des pièces au moment de leur soudage,
- faire une métallographie permettant de détecter d'éventuelles anomalies des paramètres de soudage.

Les résultats de l'analyse métallurgique montrent que:

- le choix de la procédure de soudage est judicieux,
- l'apparition des fissures se fait à l'interface cordon de soudure joignant les plaques perpendiculaires,
- la propagation des fissures se fait d'abord de l'extérieur vers l'intérieur et la prolongation le long des joints soudés se fait ensuite par une propagation de l'intérieur vers l'extérieur.

6.3 ESSAIS SUR CHASSIS RENFORCE

Suite aux résultats des essais au CRIQ, la structure du châssis au niveau de la suspension secondaire a été renforçée avec des bretelles et ceintures (voir figure 6.4).

Le châssis renforcé a donc de nouveau subi les essais statiques, dynamiques et complémentaires suivant la procédure originale.

Toutefois, suite à des essais comparatifs de contraintes avec la vraie et la fausse suspension secondaire, on a remplacé la cale de 5mm simulant la torsion par une cale de 2mm.

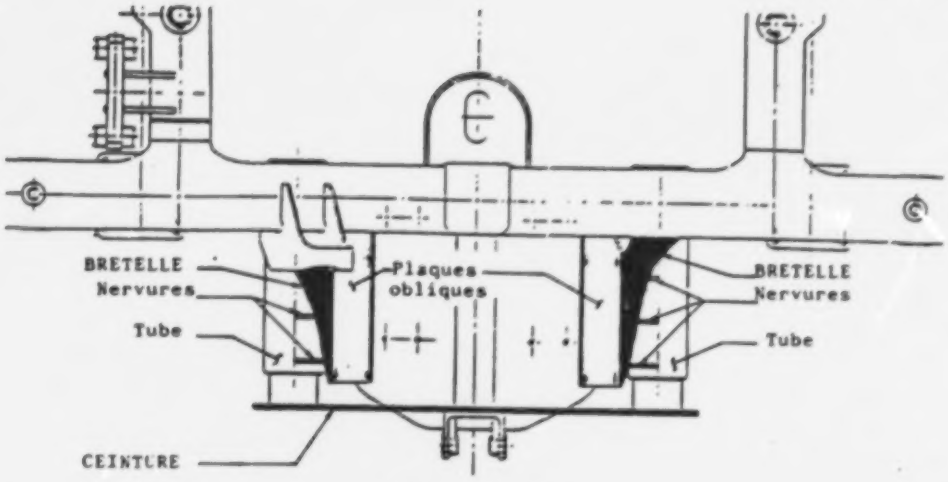
Il est à noter que la traverse danseuse a été utilisée pour les deux essais complets sans montrer de fissure.

6.4 CONCLUSIONS

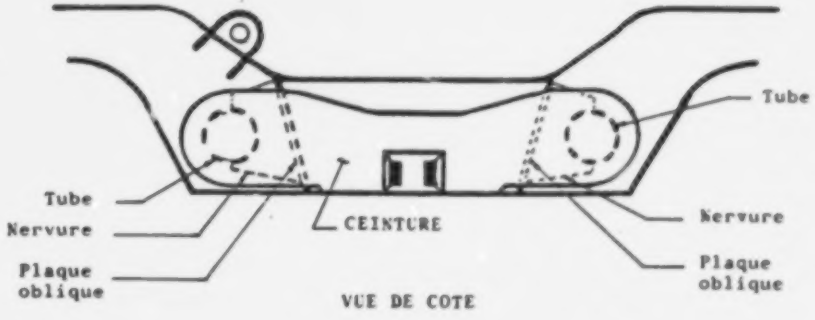
L'ensemble châssis et traverse danseuse a donc été soumis aux mêmes charges dynamiques que lors des deux essais précédents pendant 3×10^6 cycles sans fissurer.

Après ceux-ci, d'autres essais, destructifs cette fois, ont été conduits pendant 450,000 cycles avec une augmentation de 10% de l'amplitude totale des charges aux 10^5 cycles. Aucune rupture n'a été observée et après démontage, un examen aux particules magnétiques n'a révélé aucune fissure.

Tout en tenant compte des conditions de laboratoire, ces essais nous permettent tout de même d'estimer une durée de vie minimale de la structure d'environ 35 ans sous des conditions normales d'opération.



VUE DU DESSUS



VUE DE COTE

MODIFICATION AU CHASSIS

Figure 6.4

SECTION 7

FABRICATION, ASSEMBLAGE ET MONTAGE DES BOGIES

7.1 FABRICATION

La fabrication des châssis a été faite à l'usine de Valcourt, Division de Traction. Cette même division a déjà fabriqué et assemblé les bogies pour les métros de Montréal et de Mexico.

Avant de commencer à fabriquer les différentes pièces du châssis, on a établi une liste d'activités et un échéancier afin de coordonner dans le temps, toutes les étapes de fabrication depuis l'approvisionnement jusqu'à la peinture des châssis. Les principales étapes sont:

- Approvisionnement de matériel brut
- Réception de matériel brut
- Réception des dessins de Boucherville
- Réception des listes de matériel de Boucherville
- "Planning" de fabrication
- Plan de contrôle de qualité
- Liste d'outillage de fabrication
- Liste d'outillage de sous-assemblage
- Liste d'outillage d'assemblage
- Cédule de fabrication d'outillage
- Fabrication d'outillage
- Vérifications d'outillage
- Gammes de fabrication
- Procédures de soudage et tests
- Gabarits de coupage au feu
- Fabrication des pièces unitaires
- Sous-assemblage mécano-soudé
- Assemblage mécano-soudé
- Traitement thermique
- Usinage
- Peinture

Le choix des aciers a été fait en considérant les caractéristiques physiques et les compositions chimiques des aciers utilisés en Europe sur des applications similaires.

L'approvisionnement a été difficile car normalement, les fonderies n'acceptent que des commandes minimales de 100 tonnes, ce qui est beaucoup trop pour fabriquer quelques châssis de bogie. On a toutefois pu obtenir par l'intermédiaire de la division des Produits Ferroviaires, les matières premières nécessaires à la fabrication, sans avoir à payer pour des matériaux qui n'auraient pas été utilisés.

Toutes les autres étapes se sont déroulées dans le même ordre que lors de la fabrication des bogies Montréal et Mexico.

Quand le châssis a été complet (traitement thermique, usinage et peinture), les surfaces usinées ont été graissées de manière à les protéger contre la corrosion.

7.2 ASSEMBLAGE

La première étape de l'assemblage du bogie a été de monter sur essieux des composants tels: réducteurs et accouplements, disques de freinage, roulements, boîtes de roulements et roues.

Quand cette étape est complétée, on "relie" les deux essieux assemblés en installant le moteur de traction. Ce sous-ensemble s'appelle motorisation et est illustré sur le dessin BSK-6062 de la page suivante.

La deuxième étape importante est l'habillage du châssis comprenant l'installation des supports de câbles, des conduits électriques et des conduits hydrauliques.

Ensuite, on place le châssis sur les éléments de motorisation et on ajuste les suspensions.

La dernière étape consiste à installer l'équipement auxiliaire tel: compte-tours, retour de courant, etc..

L'outillage principal utilisé inclut les chevalets métalliques pour la première étape d'assemblage du châssis à la motorisation, la ligne surélevée d'assemblage et la presse hydraulique servant à la calibration des suspensions.

7.3 MONTAGE

Le montage ou la mise de la caisse sur les bogies a consisté premièrement à installer les couronnes à billes et traverses sous la caisse, deuxièmement à soulever la caisse avec des vérins synchronisés, et finalement après avoir placé les bogies sous la caisse, effectuer les connections électriques et hydrauliques.

Quand les bogies sont bien montés sous la caisse, on procède à des essais de continuité sur l'équipement électrique, à des essais d'étanchéité sur les boîtes de jonction et à des essais de fonctionnement de l'équipement de freinage.

SECTION 8

ESSAIS SUR VOIES

8.1 SIMULATION PRELIMINAIRE AUX ESSAIS SUR VOIE

8.1.1 Introduction

Cette section regroupe l'ensemble des travaux d'analyses effectués pour la simulation pré-test du comportement dynamique du SLR Portland sur les voies du centre d'essais de Pueblo. Ces simulations ont été effectuées à partir des meilleures données disponibles en date du mois de janvier 1984. Les tableaux 8.1 à 8.3 donnent la liste des paramètres utilisés.

Les trois aspects principaux faisant l'objet de cet exercice de simulation sont:

- l'analyse de la stabilité latérale des bogies et du véhicule dans son ensemble,
- la performance en courbe des bogies,
- la simulation du niveau de confort de la caisse.

TABLEAU 8.-

MASSES ET CENTRES DE GRAVITE

	Masses (kg)	Centres de gravité (m) Z relatif aux rails		
		X	Y	Z
Caisse A	13804	6.94	-.01	1.66
Caisse B	13917	6.93	-.01	1.74
Bogie moteur:				
Liaison bogie/caisse	460	9.04	0	0.73
Masse suspendue	3010	9.04	0	0.41
Masse non-suspendue	2125	9.04	0	0.32
Total	5595	9.04	0	0.40
Bogie porteur:				
Liaison bogie/caisse	460	0	0	0.73
Masse suspendue	1250	0	0	0.44
Masse non-suspendue	2009	0	0	0.32
Total	3719	0	0	0.41

TABLEAU 8.2

MOMENTS D'INERTIE DE MASSE

	Ix ($kg-m^2$)	Iy ($kg-m^2$)	Iz ($kg-m^2$)
Caisse A	21259	217016	171815
Caisse B	20952	230874	180966
Bogie moteur:			
Liaison bogie/caisse	227	52	229
Masse suspendue	378	1131	1440
Masse non-suspendue			400
Bogie porteur:			
Liaison bogie/caisse	189	39	197
Masse suspendue	323	483	796
Masse non-suspendue			377

TABLEAU 8.3

RIGIDITE DES ELEMENTS DE SUSPENSION

	MN/m Selon x	MN/m Selon y	MN/m Selon z
Bogie moteur:			
Primaire par roue	3.33	3.33	1.555
Secondaire par côté de bogie	5.30	0.261	1.02
Bogie porteur:			
Primaire par roue	3.33	3.33	1.422
Secondaire par côté de bogie	4.41	0.196	0.910

8.1.2 Analyse de la stabilité latérale

L'exercice de simulation de la stabilité avait initialement les objectifs suivants:

- établir lequel des bogies (moteur ou porteur) devient instable le premier;

- prédire la vitesse critique d'un bogie avec un profil de roue modifié qui donnerait une conicité effective d'environ .25.

On remarquera que ces objectifs ont été fixés avant même que le SLR ne roule au centre d'essais.

Les programmes simulant les modèles à 9 et à 27 degrés de liberté, décrits aux sections 3.2.3 et 3.2.4, ont été utilisés.

a) Détermination du bogie le plus critique

Des analyses préliminaires ont été effectuées afin de déterminer lequel des bogies (moteur ou porteur) a la plus faible vitesse critique. Le tableau suivant résume les résultats obtenus.

TABLEAU 8.4

VITESSE CRITIQUE DES BOGIES

	Conicité effective	Vc (Km/Hre)	
	(λ)	9 D.L.	27 D.L.
Bogie moteur	1/30	210	213
	1/4	80	62.5
Bogie porteur	1/30	242	260
	1/4	90	83.5

Ces résultats montrent que le bogie moteur est le plus susceptible d'être instable. L'écart entre les deux méthodes est plus accentué à faible conicité pour le bogie porteur et à plus grande conicité pour le bogie moteur. Le couplage des modes de caisses avec les bogies peut être à l'origine de ces variations.

b) **Vitesse critique prévue avec profil de roue modifié**

A partir des résultats, il était initialement convenu entre Bombardier et le centre d'essais de Pueblo, que les roues d'un bogie moteur seraient reprofilées selon un profil "CNA" de façon à donner une conicité effective d'environ .25. Les résultats suivants ont été obtenus pour des conicités effectives variant de 1/30 à 1/4. Ces itérations ont été effectuées en variant le paramètre RW (rayon transverse du bandage de la roue). Les paramètres suivants ont été conservés constants:

- tous les paramètres décrivant le véhicule;
- les paramètres définissant l'interaction roue/rail:

  . δ_o = 1/30
  . RR= .3556m
  . Coefficients de pseudo-glissement:

Coefficients	Bogie moteur	Bogie porteur
f11	10.13	8.06 MN
f22	8.03	6.39 MN
f23	.012	.0087 MN-m

TABLEAU 8.5

Vc BOGIE MOTEUR/CONICITE EFFECTIVE

λ	RW (m)	Vc (Km/hre)
1/30	100.00	213
1/20	1.07	170
1/6	.445	82
1/4	.410	62

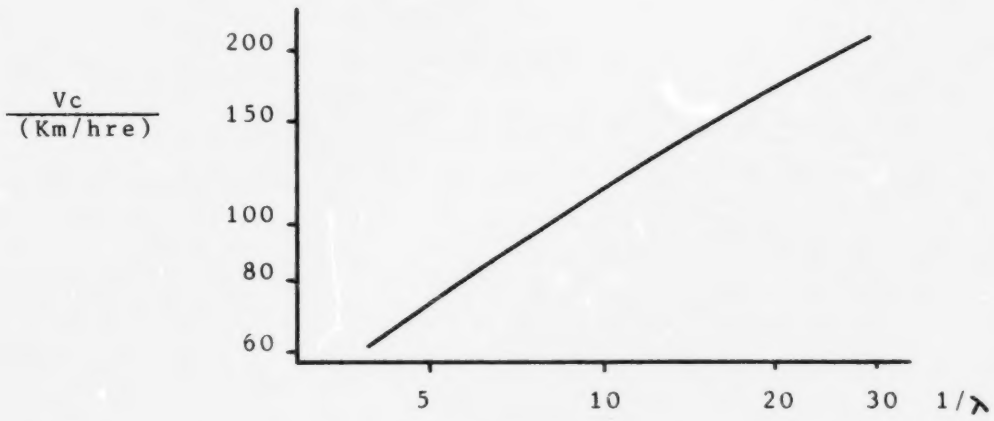


Figure 8.1
Vitesse critique vs conicité

c) **Effet du rail AREA 119 de la voie du centre d'essais**

A cause des différences dans le profil des têtes de rail AREA 115 (Portland) et 119 (Pueblo), il a été convenu d'analyser attentivement l'interaction géométrique entre la roue et le rail afin de vérifier si les données utilisées, tels les rayons transverses et la conicité au point de contact en position nominale, étaient représentatives.

L'information pour effectuer cette comparaison a été obtenue du programme WRAILA, qui donne les tables d'interactions géométriques roues/rails.

Le tableau au bas de cette page nous donne la conicité effective pour les conditions énumérées ci-dessous:

- essieux centrés,
- distance à l'intérieur des roues: 1367 mm,
- distance entre les têtes des rails: 1435.1 mm.

Le profil du bandage de roue est combiné aux profils de rails AREA 115 et 119.

TABLEAU 8.6

CONICITE EFFECTIVE / PROFILS

Profils	δ_o	RW (m)	RR (m)	$1/\lambda$
115/TM2	.04698	.503	.252	10.6
119/TM2	.09154	.198	.049	8.2

Ces résultats nous ont permis de conclure que la conicité effective serait de 1/10 au lieu de 1/30 et que des problèmes de stabilité pouvaient survenir au centre d'essais avec le profil de roue neuf (TM2) sur rail AREA 119. A partir de ces conclusions, il était important d'effectuer une analyse paramétrique pour déterminer les éléments ayant le plus d'influence sur l'instabilité du véhicule.

d) Etude paramétrique

Le programme de stabilité montre que le phénomène d'instabilité de ce véhicule se caractérise par de grands déplacements latéraux des trois bogies couplés avec de sévères mouvements hors phase de lacet et de roulis des deux caisses.

A la revue de ces faits, Bombardier a effectué une analyse paramétrique pour mesurer l'influence des éléments suivants:

- conicité effective,
- amortissement latéral au secondaire (moteur et porteur),
- rigidité latérale au secondaire (moteur et porteur),
- rigidité latérale et longitudinale au primaire (moteur et porteur).

TABLEAU 8.7

ANALYSE PARAMETRIQUE

CONICITE EFFECTIVE	VITESSE CRITIQUE (KM/HRE)	
	115/TM2	119/TM2
1/4		65.0
1/5	71.5	
1/8		118.0
1/10	117.5	139.0
1/20	192.0	

TABLEAU 8.8

ANALYSE PARAMETRIQUE

	VITESSE CRITIQUE (KM/HRE)					
	FACTEUR MULTIPLICATIF					
PARAMETRE	0.25	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0
Amortissement latéral	124.0	123.5	118.0		103.0	
Rigidité primaire			118.0	150.5	176.0	
Rigidité latérale au secondaire			118.0	125.0		90.0

NOTE: Valeurs obtenues pour λ = 1/8 et 119/TM2

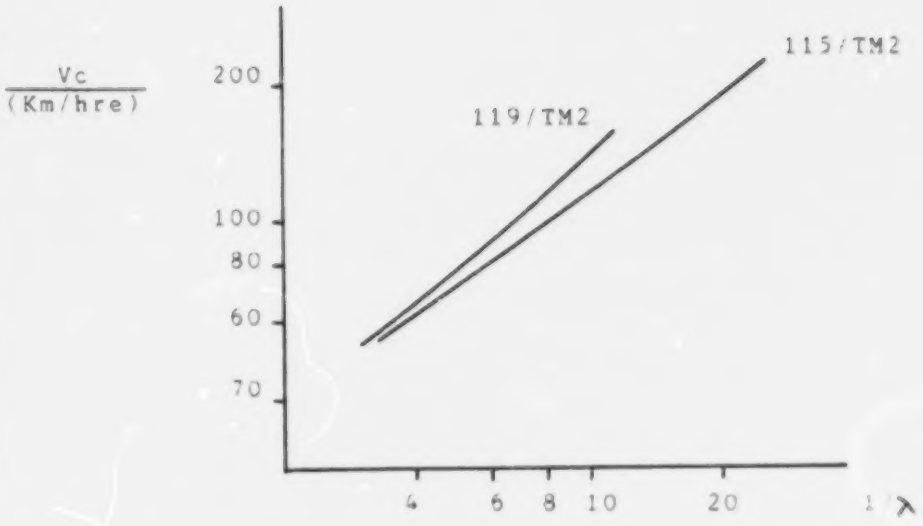
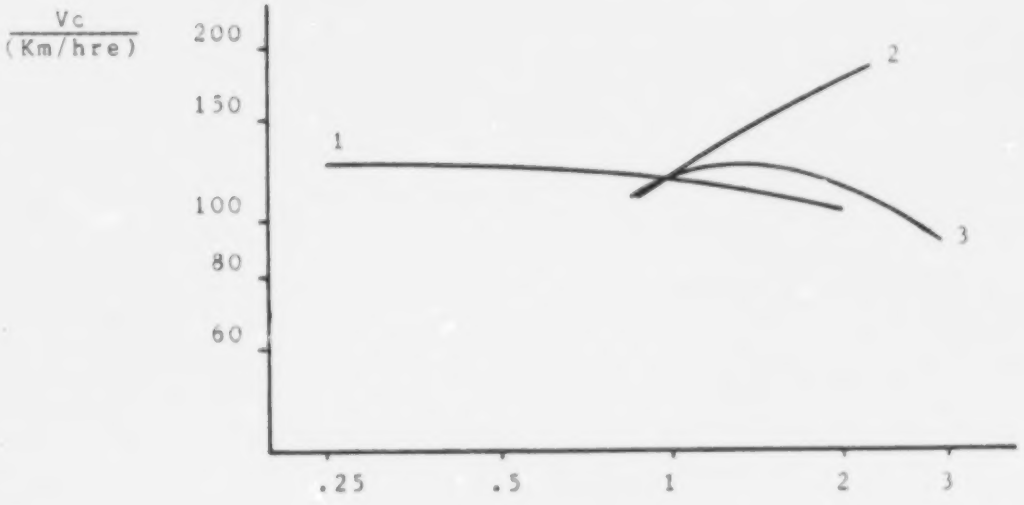


Figure 8.2
Analyse paramétrique - Vc vs conicité



Notes: 1: Amortisseurs latéraux
2: Rigidité au primaire -x et y
3: Rigidité du secondaire -y

Figure 8.3 Analyse paramétrique

Les conclusions suivantes découlent de l'analyse des deux graphiques précédents:

- Bien que la combinaison 115/TM2 donne nominalement une conicité effective de 1/10 par rapport à la combinaison 119/TM2 qui donne $\lambda = 1/8$, il apparaît que pour une conicité effective égale, le SLR serait plus stable sur le rail 119 que sur le rail 115. Ceci peut s'expliquer du fait que les coefficients de pseudo-glissement sont plus élevés pour le rail 115 que pour le rail 119.

- L'analyse paramétrique montre que la variation d'ajustement des amortisseurs hydrauliques au secondaire n'améliore pas la stabilité du bogie. Elle montre aussi que le raidissement du primaire dans le plan (directions x et y) améliore substantiellement sa stabilité.

- La variation de la rigidité latérale de la suspension secondaire affecte le mode d'instabilité. En effet, pour la valeur nominale utilisée, le mode d'instabilité se caractérise par des mouvements de lacet hors-phase des caisses couplés avec de sévères déplacements latéraux des bogies. Pour une rigidité latérale secondaire trois fois plus élevée, le mode instable se caractérise par des roulis hors phase des deux caisses accompagnés de mouvements latéraux des bogies.

- L'analyse paramétrique ne montre pas de paramètre affectant sensiblement la vitesse critique du bogie (exception faite de la conicité) et il est dès lors essentiel d'utiliser les résultats des essais de stabilité pour valider le modèle et mieux étudier l'interaction caisse/bogie.

8.1.3 Analyse de la performance en courbe

Afin d'évaluer les performances en courbe des bogies prototypes, des mesures de forces aux rails et de déplacements angulaires des essieux ont été effectuées. Dans le but de vérifier et de valider le programme d'analyse de performance en courbe, une série de simulations a été effectuée pour fin de comparaison.

a) Caractéristiques des essais

	Rayon (m)	Degré courbure
Courbe instrumentée:	320	5.46°
	164	10.69°
	46	38.94°

Type de rail : AREA 119 et AREA 110

Ecartement nominal : 1.435m
(tête de rail)

Note: La courbe de 46m de rayon est munie d'un troisième rail (rail de garde).

b) Résultats de l'analyse

L'analyse a été effectuée en combinant le profil de bandage TM2 au profil de tête du rail AREA 119 avec le programme WRAILA.

Les résultats de l'analyse ont été obtenus pour des insuffisances de dévers variant de -4° à + 6° pour les courbes de 320m (DCUR = 5.46°) et 164m (DCUR = 10.69°). La courbe de 46m n'a pas été simulée à cause de l'incapacité actuelle du programme de tenir compte d'un troisième rail. Ce dernier limite l'excursion latérale de l'essieu afin d'éviter les déraillements en courbes de faible rayon.

Les résultats des différents paramètres ci-après énoncés sont présentés aux pages suivantes:

- déplacement latéral (mm) selon la ligne radiale des essieux avant (No. 1) et arrière (No. 2) du bogie,

- l'angle d'attaque (mrad) relatif à l'alignement radial des essieux avant (No. 1) et arrière (No. 2) du bogie,

- la force latérale totale (kN) pour chaque essieu,

- la force latérale (kN) pour la roue avant du côté extérieur de la courbe,

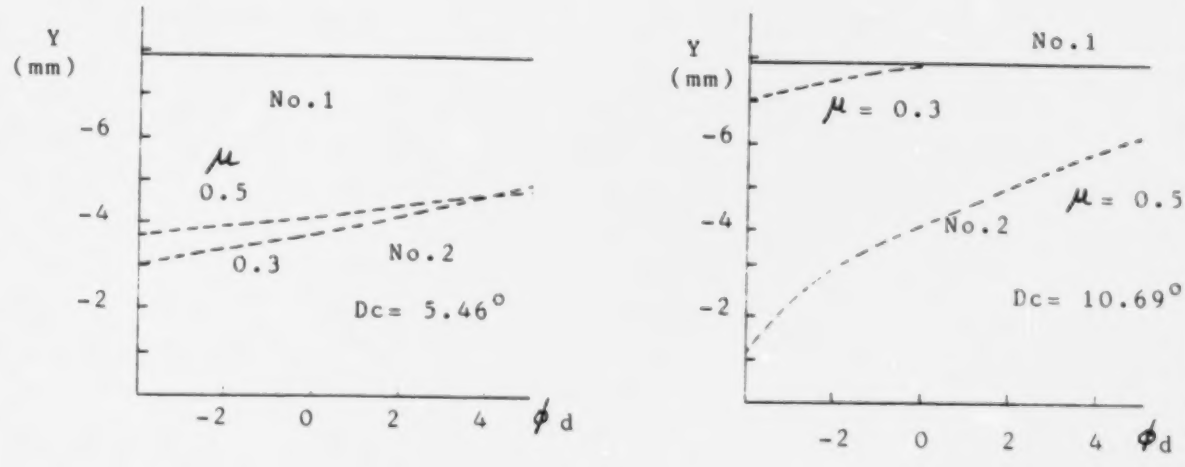
- l'indice d'usure (N/m/m) pour le bourrelet en contact avec la tête du rail (roue avant, côté extérieur de la courbe),

- le rapport des forces latérales sur les forces verticales (L/V) pour la roue avant du côté extérieur de la courbe.

De plus, des analyses supplémentaires ont été effectuées afin de comparer l'ancien profil du bandage de roue initialement défini (TM1) qui avait un rayon à la racine de 14 mm au lieu de 10 mm.

Les comparaisons ont été faites entre les combinaisons 119/TM2, 115/TM1 et 115/TM2.

Déplacement latéral des essieux



Déplacement angulaire des essieux

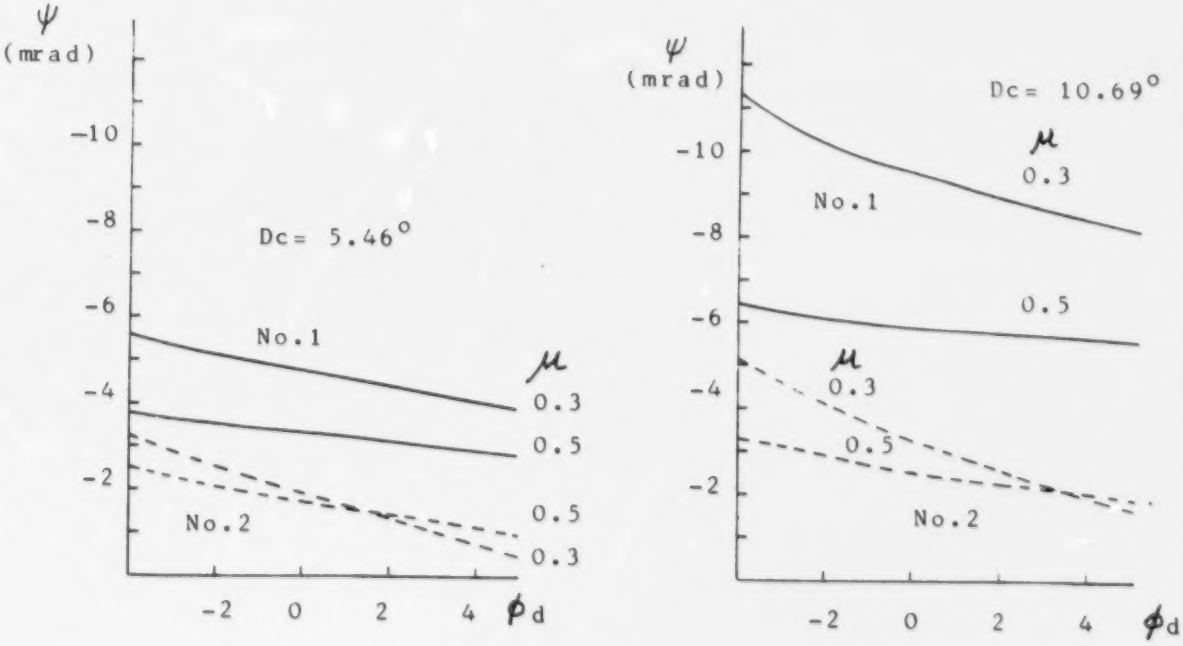


Figure 8.4

Déplacement des essieux

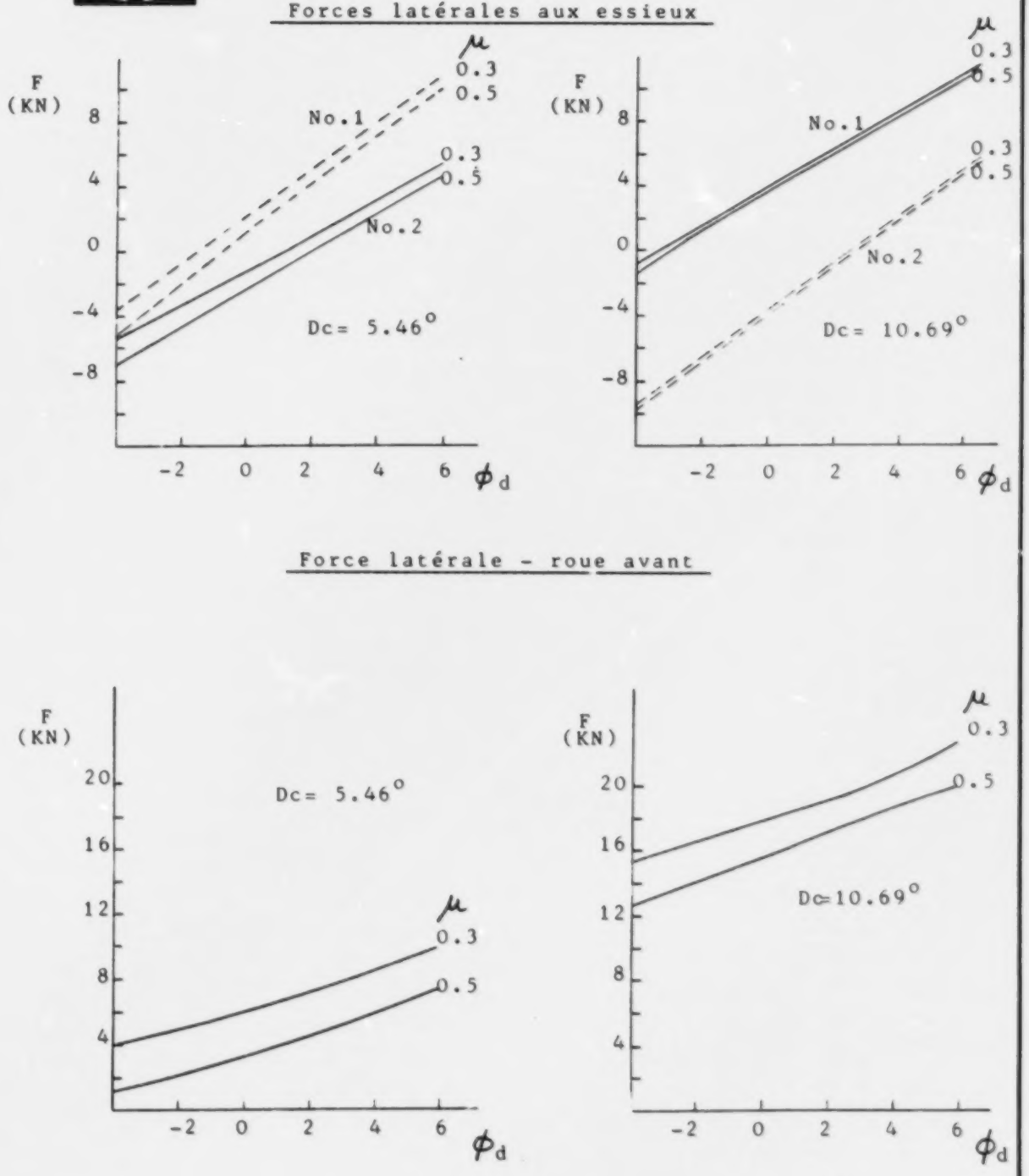


Figure 8.5

Forces aux essieux

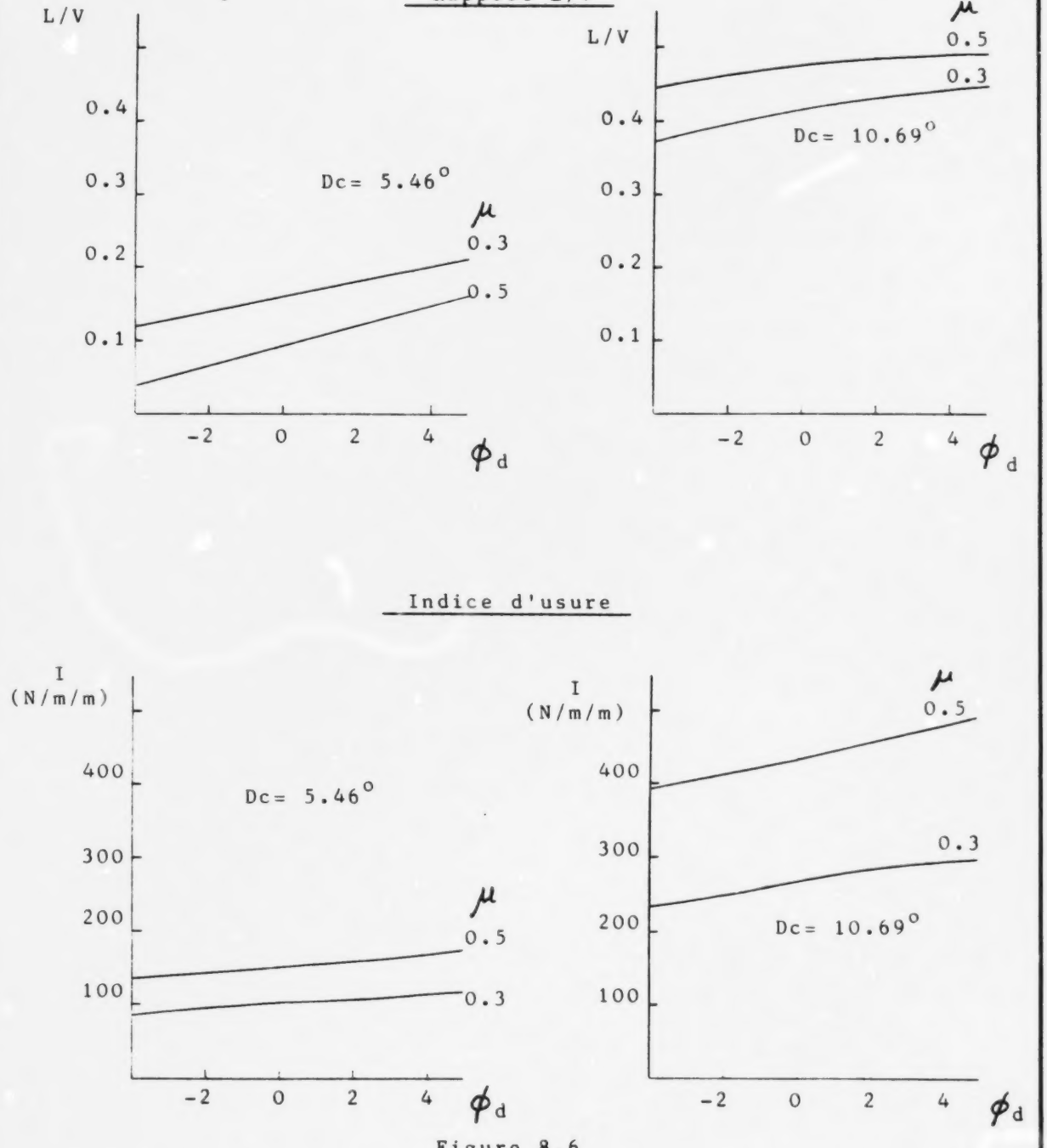
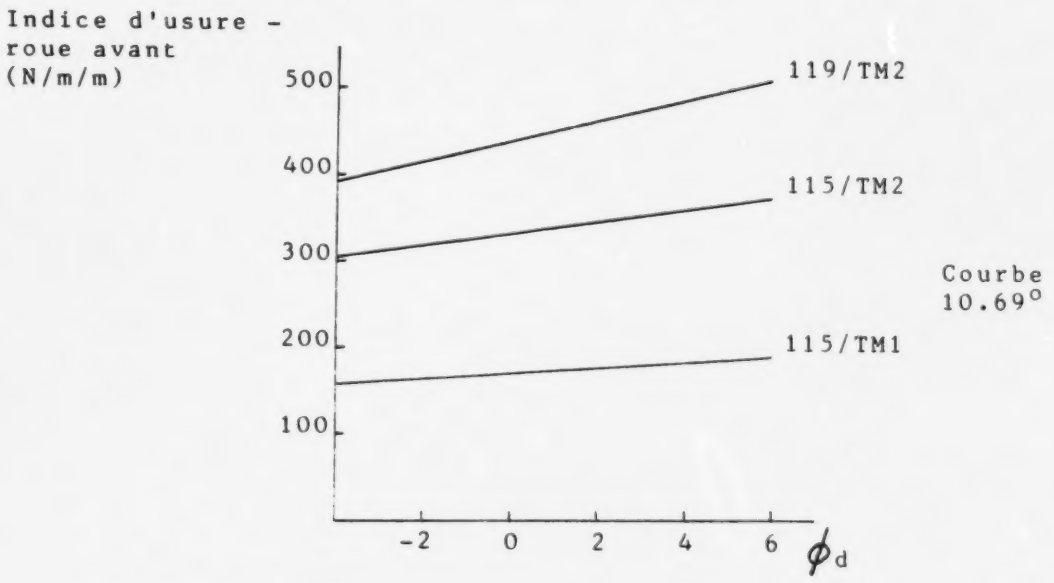


Figure 8.6

Rapport L/V et indice d'usure



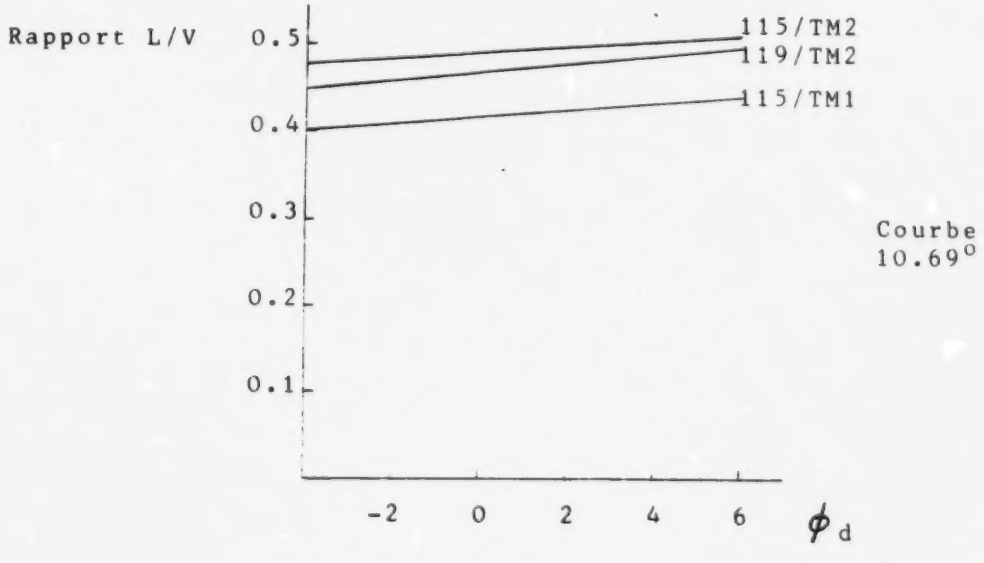


Figure 8.7

Comparaison des profils

8.1.4 Analyse du niveau de confort

L'analyse du niveau de confort du SLR a été effectuée à l'aide du programme "STARDYNE" disponible au bureau de services informatiques CDC. Ce programme permet d'obtenir les fréquences propres d'un modèle à l'aide d'un maillage d'éléments finis. Il peut de plus analyser les réponses de la structure à diverses excitations.

Dans le cadre de cet exercice, les fréquences propres, les facteurs de transmissibilité et les réponses à différents spectres d'excitation ont été analysés.

a) Modèles

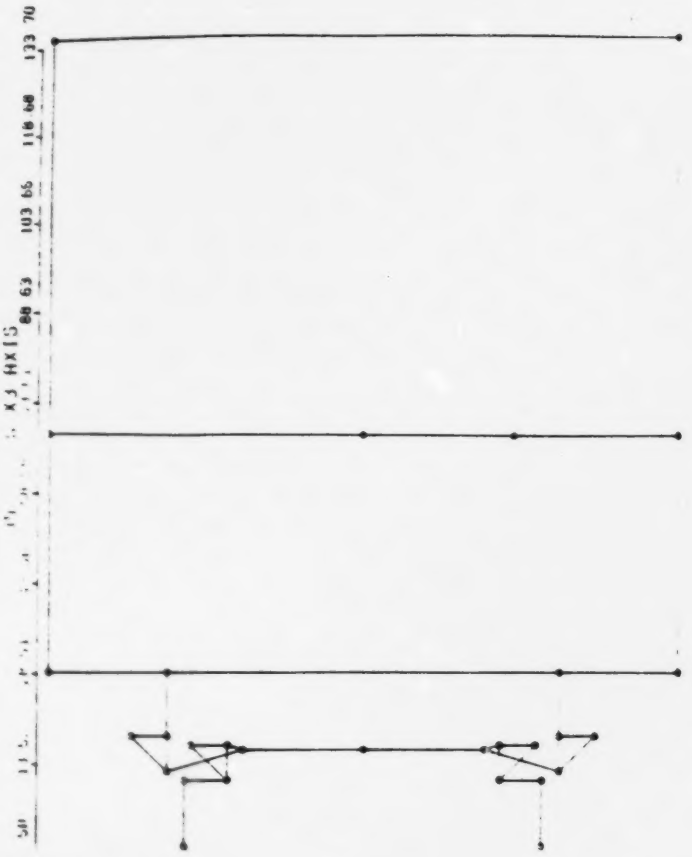
Deux modèles bi-dimensionnels ont été utilisés pour cette analyse. Le premier modèle consiste en une représentation longitudinale d'un demi-véhicule (une caisse avec bogie moteur et porteur). Ce modèle permet d'analyser le comportement dynamique vertical de la caisse et des bogies. Le deuxième modèle correspond à une coupe transversale du véhicule qui permet d'analyser les modes de roulis et de tamis latéral. Les figures suivantes présentent les modèles et leurs différents modes de vibrations.

Figure 8.8

Modèle de la caisse
Etude de la réponse en vertical

Figure 8.9

Modèle de la caisse
Etude de la réponse en roulis



b) **Fréquences naturelles**

Le tableau suivant présente les fréquences propres obtenues des modèles simulés.

TABLEAU 8.9
FREQUENCES NATURELLES

Modes			Fréquences (Hz) Modèles pour roulis	Modèles pour modes verticaux
Caisse	-	tamis long		4.7
	-	tangage		2.1, 3.2
	-	roulis	.7, 1.8	
	-	flexion		10.1
Bogie	-	pompage	8.4	8.4
moteur	-	tamis long		14.7
	-	tamis lat.	10.8	
	-	tangage		11.5
	-	roulis	15.2	
Bogie	-	pompage		12.8
porteur	-	tamis long.		21.4
	-	tamis lat.		
	-	tangage		17.0
	-	roulis		

c) **Réponses forcées du véhicule**

Les graphiques suivants présentent les différentes réponses des deux modèles analysés pour des excitations sinusoïdales sur les plages de fréquences de 0-10 Hz et 0-30 Hz.

Les conclusions suivantes peuvent être faites à la revue des différents diagrammes:

- le mode de roulis de caisse à centre bas est très rapidement amorti (fig. 8.10),

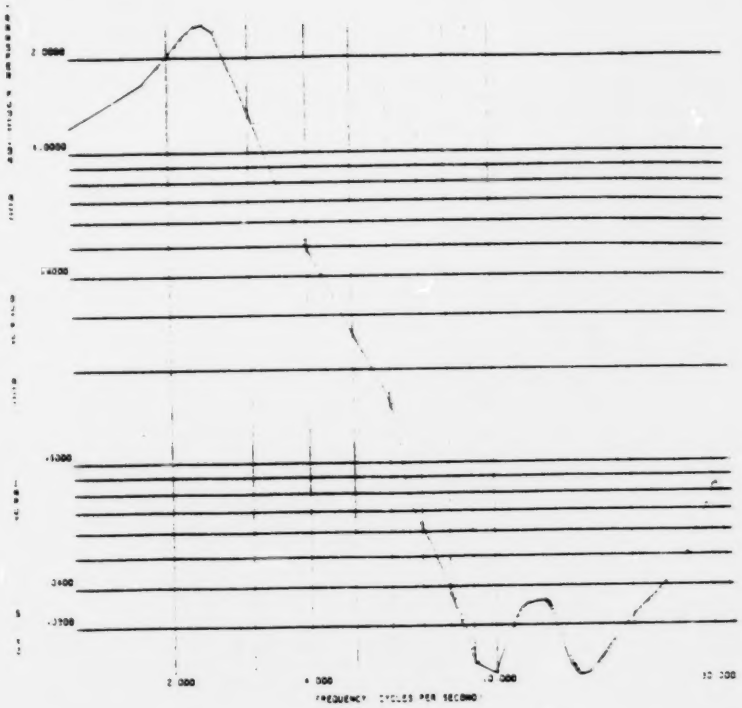
- les courbes d'excitations verticales entre les bogies et la caisse n'indiquent pas le mode de flexion des caisses. Il semble que le bogie moteur agit comme amortisseur dynamique. Ceci indique que le bogie moteur est probablement placé sous le noeud du premier mode de flexion de la caisse (fig. 8.11).

d) **Excitation spectrale**

Un spectre de défauts d'alignements verticaux pour une voie classe 6, a été utilisé pour exciter le modèle représentant une caisse avec les deux bogies.

Les diagrammes de réponses spectrales sont présentés aux figures suivantes pour des vitesses de 30 à 55 MPH (48 à 88.5 Km/hre). Les résultats sont présentés ci-dessous sur un diagramme avec les différents niveaux de confort, tels que définis par la norme ISO2631-1978. Ces résultats couvrent l'analyse verticale au centre de la caisse.

Transmissibilité en roulis-
Excitation angulaire du
bogie



Transmissibilité en roulis-
Excitation verticale sur le
côté du bogie

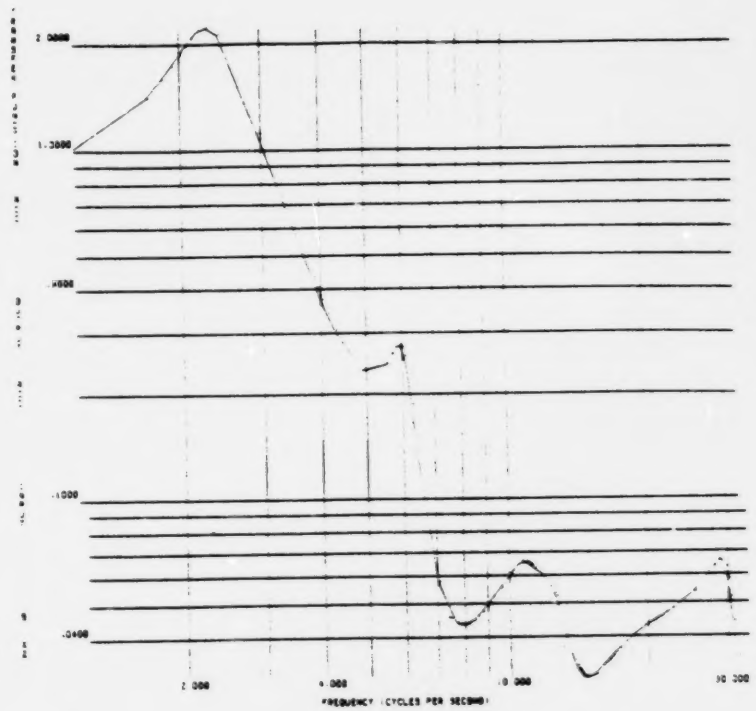
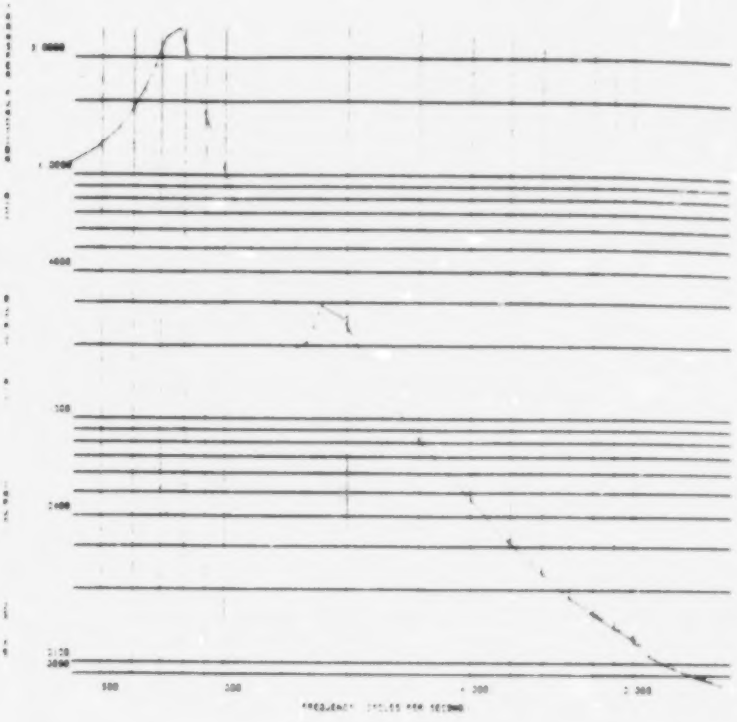


Figure 8.10
Réponse en roulis

Transmissibilité
Bogie moteur -
Centre de la caisse



Transmissibilité
Bogie moteur -
Pivot du bogie dans
la caisse

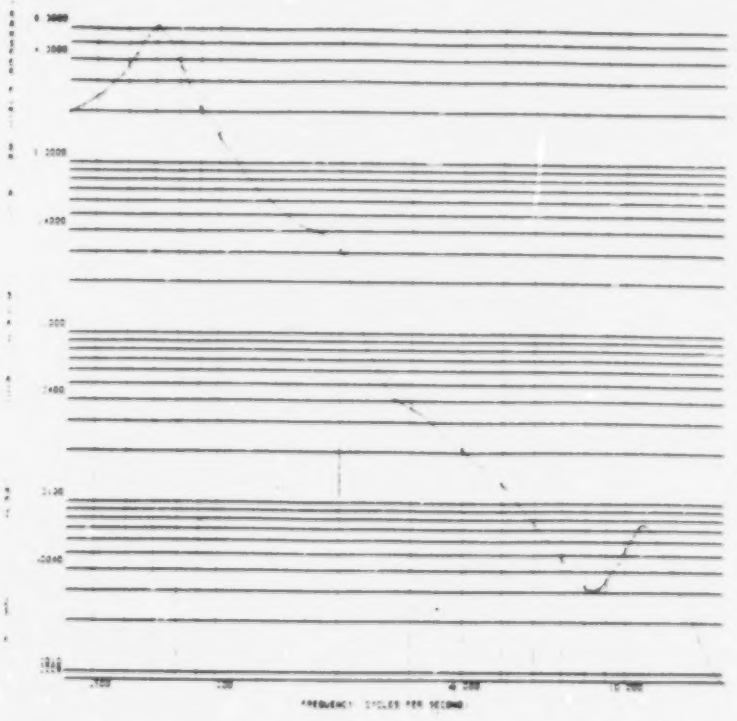
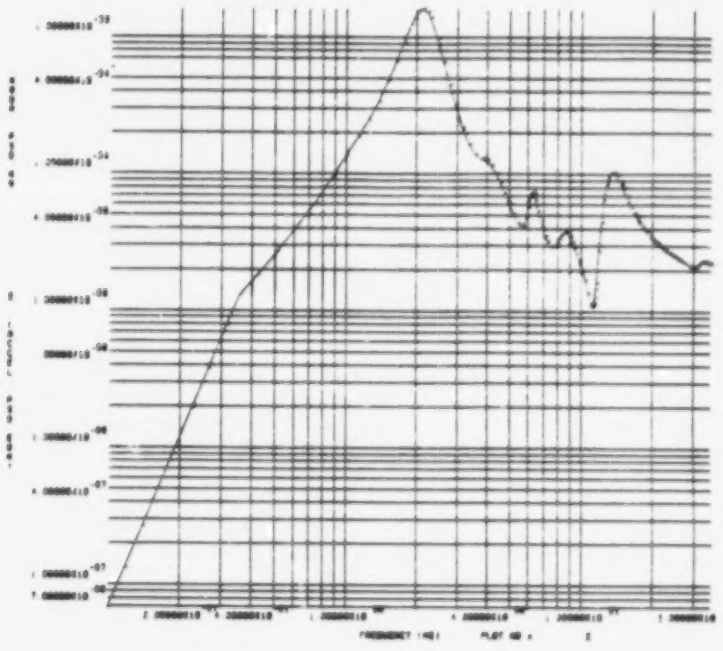


Figure 8.11

Réponse de la caisse
selon l'axe vertical

Réponse à
48 Km/hre



Réponse à
88 Km/hre

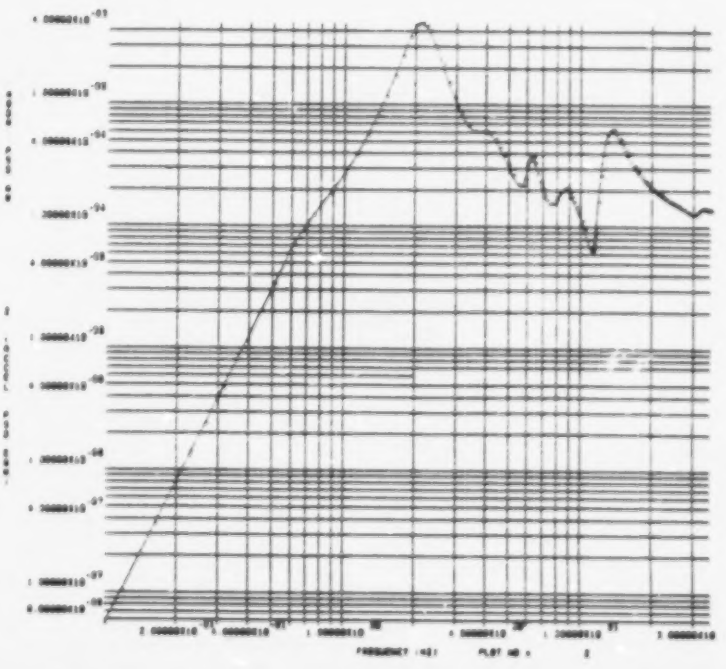


Figure 8.12

Réponse au spectre des défauts de voie au centre de la caisse

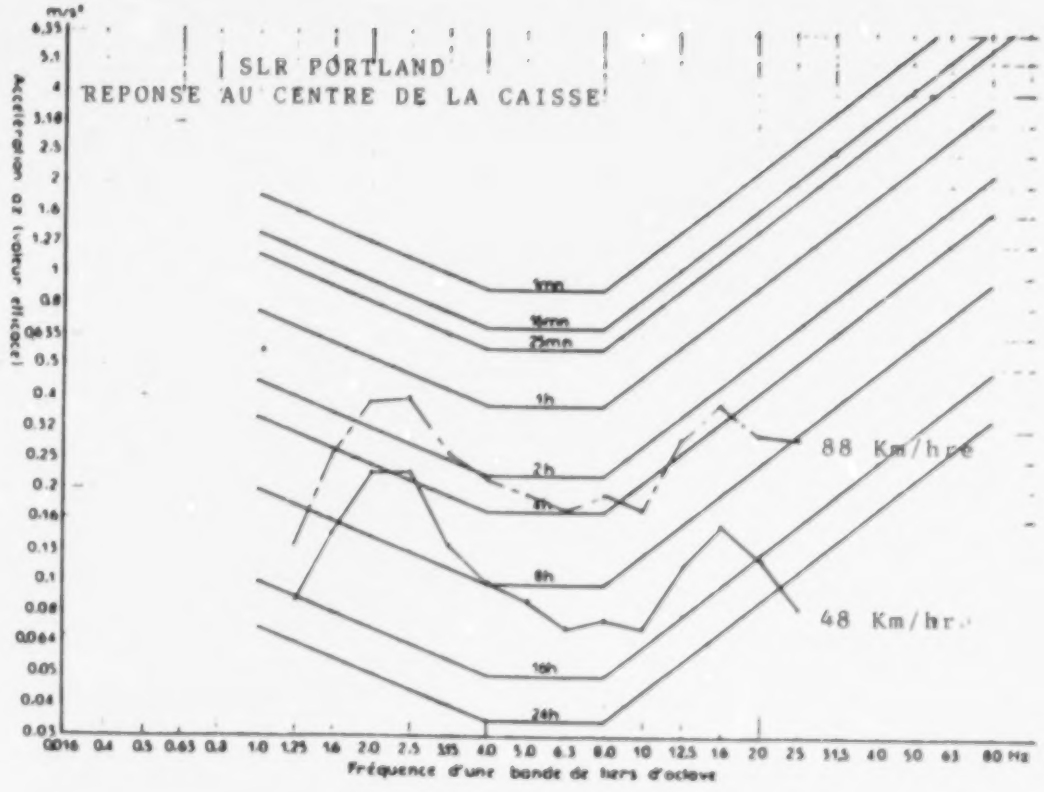


Figure 8.13

Niveau de confort simulé
Critère ISO 2631 (RCB)

8.2 RESULTATS DES ESSAIS SUR VOIES

8.2.1 Introduction

Dans le cadre du projet du bogie prototype, la dernière étape importante concernait la validation des outils développés durant le projet. Les essais de performances dynamiques effectués au centre d'essais ferroviaire de l'"Association of American Railroads" à Pueblo au Colorado ont permis de relever les données pertinentes pour la validation finale.

Le programme d'essais a consisté à mesurer les performances en stabilité, la qualité du confort et les performances en courbe du SLR. Bombardier a effectué les deux premiers tests tandis qu'un système de mesure au laser de CP Rail a été utilisé pour l'essai de performance en courbe.

La présente section décrit dans un premier temps le site d'essais et le calendrier des évènements. Par la suite, le rapport décrit l'instrumentation et l'installation pour chacun des essais. Finalement, il y a revue des résultats avec commentaires.

8.2.2 Information générale

a) Description du site

- Site: Transportation Test Center Pueblo, Colorado
- Voies utilisées:

  Voie transit entre les bornes 30 et 38 pour les essais de stabilité et de qualité du confort.

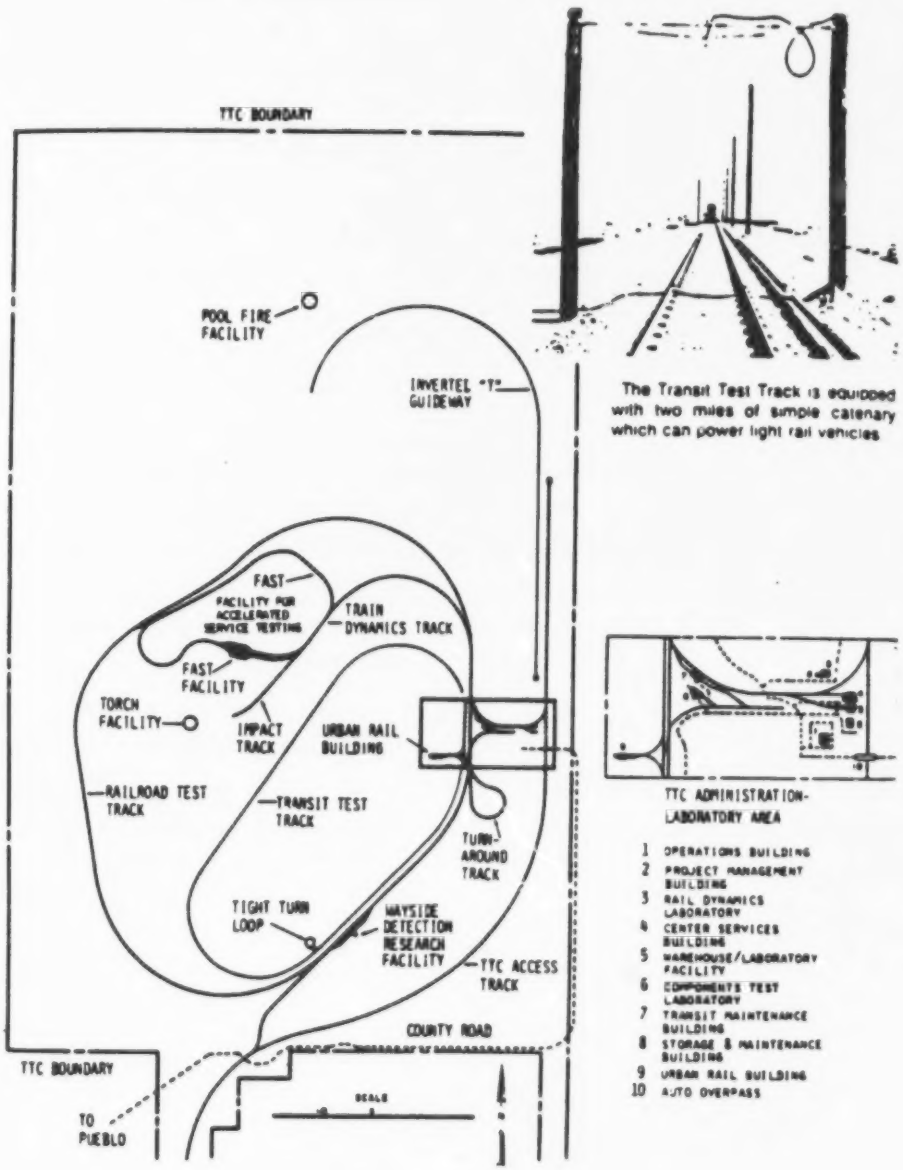


Figure 8.14

Centre d'essais
"Transportation Test Center",
Pueblo, Colorado

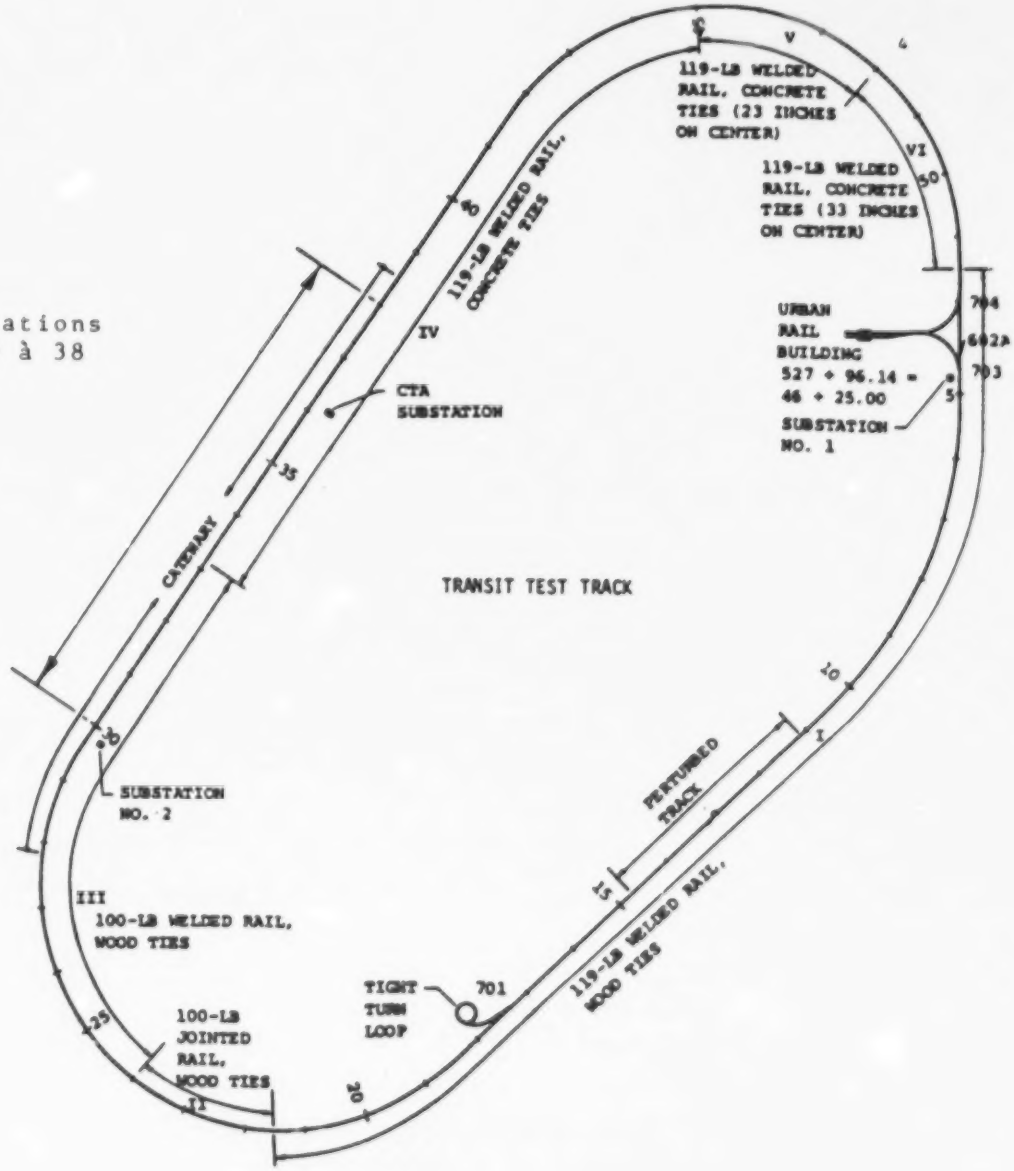


Figure 8.15

Piste d'essais "Transit"

Pour les essais de performance en courbe, les courbes suivantes ont été utilisées:

- courbe 164m,
- courbe 320m,
- ballon de 45.7m de rayon.

b) **Voiture**

- SLR Portland no 101 et no 103,
- la voiture no. 103 a été utilisée lors des tests complémentaires des amortisseurs latéraux.

c) **Témoins des essais**

En plus des représentants du groupe des essais de Bombardier et du personnel de soutien de TTC, il y avait:

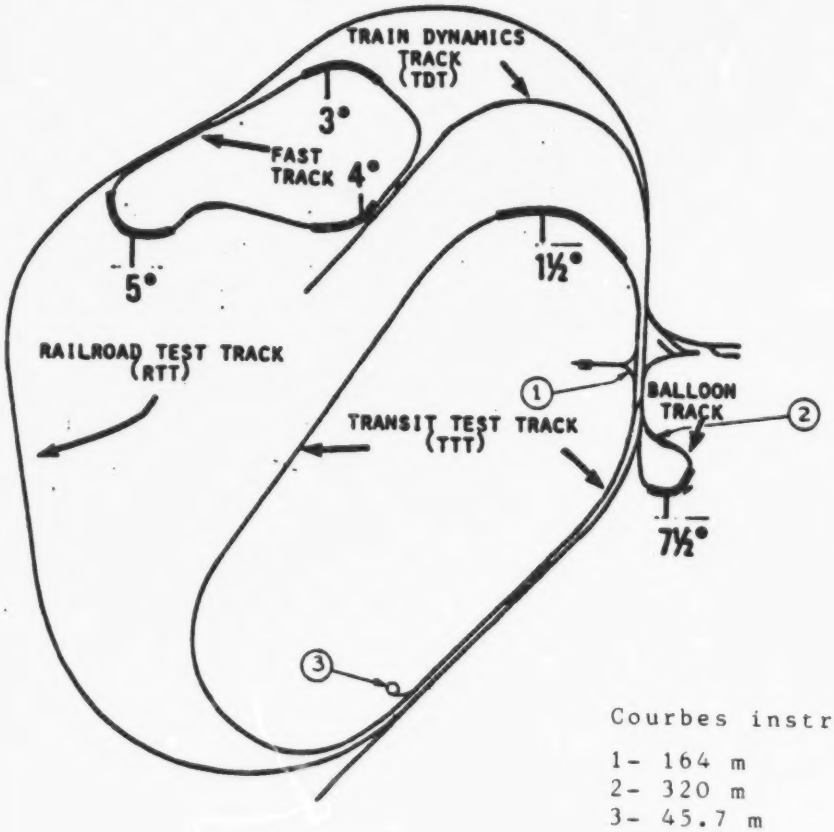
A.G. Fontaine,	C.S., Groupe Bogie, Bombardier
D. Arvisais,	Groupe Bogie, Bombardier
G. Provost,	Groupe Bogie, Bombardier
R. Dumoulin,	Groupe Bogie, Bombardier
F.B. Blader,	Consultant
C. Terreur,	BN
S. Montagne,	Ministère du Transport, Québec
D. Sicotte,	Ministère de l'Industrie et du Commerce, Québec

d) **Calendrier des évènements**

1983

. lundi, 19 décembre:

- mesure de la rigidité latérale de la suspension primaire du bogie moteur "A".



Courbes instrumentées

1- 164 m
2- 320 m
3- 45.7 m

Figure 8.16
Courbes utilisées pour les essais

- mardi, 20 décembre:
  - mesure de la rigidité verticale de la suspension primaire et secondaire du bogie moteur "B".

- mercredi, 21 décembre:
  - mesure de la résistance en rotation de la jonction caisse/bogie (bogie moteur "A").

1984

- mardi, 21 février:
  - inspection des voitures et des bogies (101 et 103),
  - essais non-instrumentés sur voie pour confirmer la position des accéléromètres,
  - mesure des fréquences des modes de caisses par excitation manuelle (amortisseurs enlevés).

- mercredi, 22 février:
  - installation de l'instrumentation,
  - essai de stabilité à condition nominale.

- jeudi, 23 février:
  - série d'essais de stabilité:
    - primaires bloqués longitudinalement,
    - primaires bloqués et butées latérales au secondaire enlevées.

- vendredi, 24 février:
  - série d'essais de stabilité:
    - primaires bloqués et butées latérales en contact,
    - butées latérales en contact et primaires en configuration originale,
    - butées latérales avec jeu de 25 mm.

. lundi, 27 février:
- essai de stabilité, primaire comprimé verticalement au niveau de charge de AW4,
- essai de qualité du confort en configuration normale.

. mardi, 28 février:
- installation des accéléromètres pour mesure de transmissibilité en mode vertical et en roulis,
- essais sur courbe de 164m.

. mercredi, 29 février:
- essais sur courbe de 164m,
- essais sur tronçon entre les bornes 30 à 38 pour les mesures de la transmissibilité,
- essais sur courbe de 320m.

. jeudi, 1 mars:
- 2e mesure de la rigidité latérale du bogie,
- essais sur courbe de 164m,
- essais sur courbe de 45.7m.

. lundi, 19 mars:
- essai complémentaire de stabilité:
  . installation des accéléromètres,
  . essais de stabilité
    a) sans amortisseur latéral au secondaire,
    b) avec amortisseurs latéraux ajustés au maximum.

8.2.3 Instrumentation et installation

a) **Mesures de rigidités**

Ces essais étaient effectués par l'équipe de soutien du centre d'essais avec leur équipement;

- des indicateurs de déplacement,
- un cylindre hydraulique relié à une pompe manuelle,
- des cellules de charge,
- un multimètre.

b) **Tests de stabilité**

. Mesures des accélérations

La mesure des accélérations sur le bogie et dans la caisse a nécessité l'instrumentation suivante:

- enregistreur graphique (1),
- enregistreur magnétique portatif (1),
- modules d'accéléromètres (4),
- alimentation (1),
- capteurs de vibration (11),
- câbles de signaux (14),
- additionneur de signaux (3).

Des supports en aluminium collés à l'aide de ruban adhésif ont été utilisés pour supporter les accéléromètres.

La mesure des différents modes s'est faite en combinant deux signaux pour les modes de roulis et de lacet tandis qu'un seul capteur a été utilisé pour les modes de tamis (latéral et longitudinal) et les modes de pompage (vertical).

Lors des tests de stabilité nous avons modifié la rigidité de la suspension primaire et secondaire et le taux d'amortissement des amortisseurs hydrauliques au secondaire. Ces changements ont permis d'étudier leurs effets sur la stabilité du véhicule.

La liste des tests qui ont été faits est la suivante:

1.0 Configuration originale (sans modification).

2.0 Suspension primaire bloquée longitudinalement à l'aide de barres d'acier coincées entre chaque boîte de roulement et le châssis.

3.0 Butée latérale au secondaire avec 25mm d'écartement.

4.0 Suspension primaire compressée de 12 mm (simulation d'un cas de charge AW4 pour le primaire et AW0 pour la caisse) à l'aide des butées hautes du primaire.

5.0 Butée latérale au secondaire en contact.

6.0 Butée latérale au secondaire en contact et suspension primaire bloquée longitudinalement.

7.0 Sans butée latérale au secondaire et suspension primaire bloquée longitudinalement.

8.0 Sans amortisseur hydraulique au secondaire.

9.0 Avec amortisseurs hydrauliques au secondaire ajustés au taux maximum.

Ces mesures ont été effectuées à différentes vitesses variant de 25 à 55 mph.

. Mesure des profils des roues et rails
Ces mesures ont été effectuées par l'équipe du centre d'essais à l'aide de leur profilomètre afin de déterminer la conicité effective de la roue sur les rails AREA 119 et 110.

c) **Qualité du confort**

La mesure des accélérations pour le test de confort a nécessité l'instrumentation suivante:

- enregistreur graphique (4),
- enregistreur magnétique portatif (1),
- modules d'accéléromètres (4),
- alimentation (1),
- capteur de vibration trixial 4321 (1),
- capteur de vibration uniaxial 4384 (1),
- câbles de signaux (4).

Ces mesures ont été prises pour des vitesses de 30 à 55 mph.

d) **Tests de performance en courbe**

. Mesures des angles d'attaque

L'instrumentation était fournie par CP Rail. Elle comprenait globalement les éléments suivants:

- 3 lasers de faible puissance,
- un ordinateur pour les calculs,
- une poutre de support pour l'équipement,
- équipements électroniques divers.

. Mesures des forces aux rails

L'instrumentation pour ces essais était fournie par le centre d'essais:

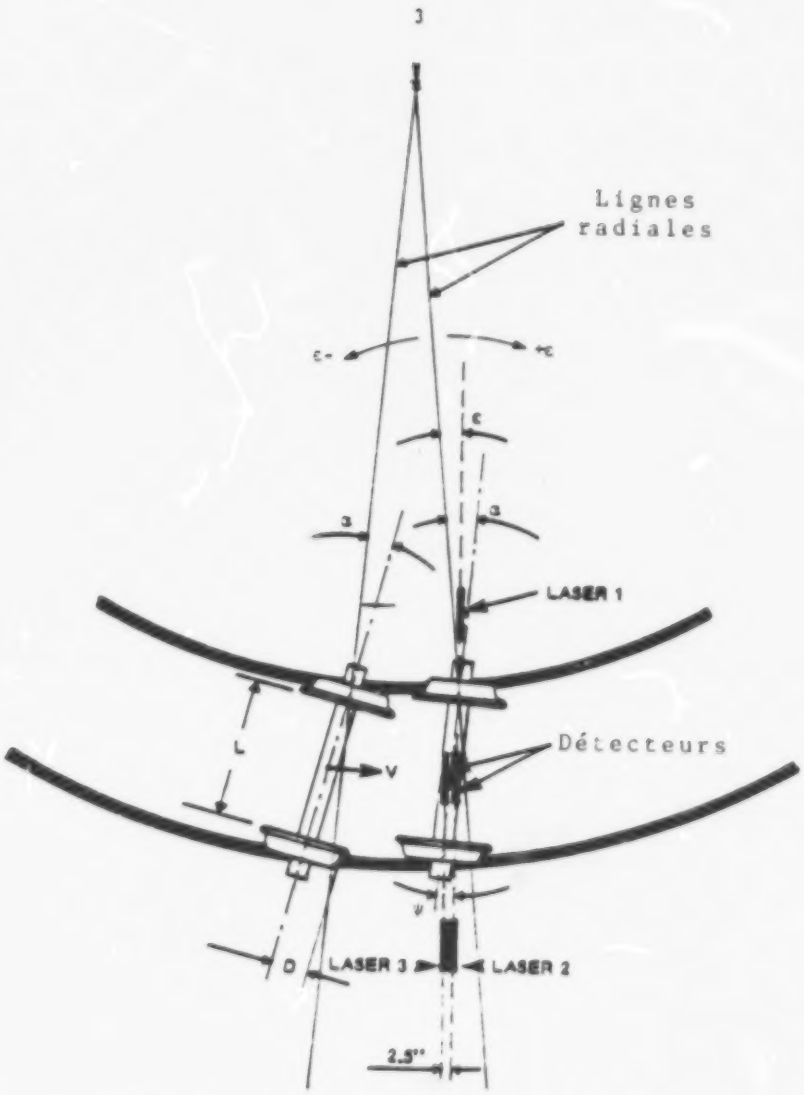
- extensomètres,
- convertisseurs de signaux,
- enregistreuse multi-canaux,
- câblages,
- équipements électroniques divers.

. Mesures des profils des rails

Ces mesures ont été prises à l'aide du profilomètre du centre d'essais.

Pour chacune des courbes étudiées des essais ont été effectués pour différentes vitesses afin de mesurer l'effet de l'insuffisance du dévers.

Rayon de la courbe (m)	Vitesses des essais (Km/hre)
45.7	8, 16, 24
164	16, 24, 32
320	24, 40, 56



- Erreur sur l'installation des lasers
- Angle d'attaque mesuré
- Angle d'attaque effectif

Figure 8.17
Alignement des lasers pour les mesures d'angles d'attaque

8.2.4 Résultats

Cette section donne les résultats obtenus à partir des mesures effectuées lors des essais suivants:

- mesure de rigidité,
- essais de stabilité,
- mesure de la qualité du confort.

a) Mesure des rigidités

Les rigidités suivantes ont été obtenues à partir des résultats des mesures:

TABLEAU 8.10
RIGIDITES DES SUSPENSIONS

SUSPENSION	RIGIDITES MESUREES (MN/m)	RIGIDITES ESTIMEES (MN/m)
Bogie moteur		
Primaire latéral/roue	2.47	3.33
longitudinal/roue	3.30	3.33
vertical/roue	1.15	—
Secondaire vertical/côté	0.96	1.02
Bogie porteur		
Primaire vertical/roue	0.619	—
Roue latéral	8.24	14.0

Ce tableau montre que la suspension latérale au primaire est plus faible de 25 % que la valeur prévue initialement. Ceci est dû à la flexibilité latérale de la roue résiliente qui est plus faible que la valeur initiale donnée par le fournisseur.

On remarque aussi que les rigidités en vertical des primaires ne peuvent être comparées directement à une valeur du fournisseur à cause de l'imprécision quant à la charge effective appliquée sur le bogie à AWO. De ce fait, il est impossible de trouver une référence sur la courbe non-linéaire de charge vs. déplacement des primaires et il est par conséquent difficile d'en comparer les rigidités.

La résistance statique à la rotation des couronnes à billes a été mesurée durant les essais et les valeurs moyennes pour les bogies moteurs et le bogie porteur sont:

- Couple pour vaincre la friction statique:

Bogie moteur	Bogie porteur
1434N-m	1601 N-m

Ces valeurs donnent les coefficients de résistance à la rotation de 0.010 et 0.015 pour les bogies moteur et porteur respectivement et sont inférieurs au maximum de 0.1 suggéré par J.L. Koffman (réf. 20).

b) **Test de stabilité**

L'analyse des résultats prélevés à Pueblo sur bande magnétique s'est faite à l'aide d'un analyseur de signal bi-canal de Bruel & Kjaer (B & K 2032 FFT).

L'analyse se divise en trois sections:

- mesure de la fréquence cinématique en fonction de la vitesse pour un bogie moteur,

- analyse du niveau d'accélération pour différents modes pour une bande de fréquence de 2 Hz centrée sur la fréquence cinématique en fonction de la vitesse,

- analyse des niveaux d'accélération pour les différentes modifications sur une bande de 0.3 à 10 Hz en fonction de la vitesse.

1) **Fréquences cinématiques**

A partir du graphique de la figure 8.18 on peut obtenir une longueur d'onde de 11 mètres (36 pi) pour le bogie moteur du SLR. Pour une conicité effective mesurée de 1/10, la longueur d'onde pour un tel bogie en configuration rigide et pour un essieu libre peut être estimée comme suit:

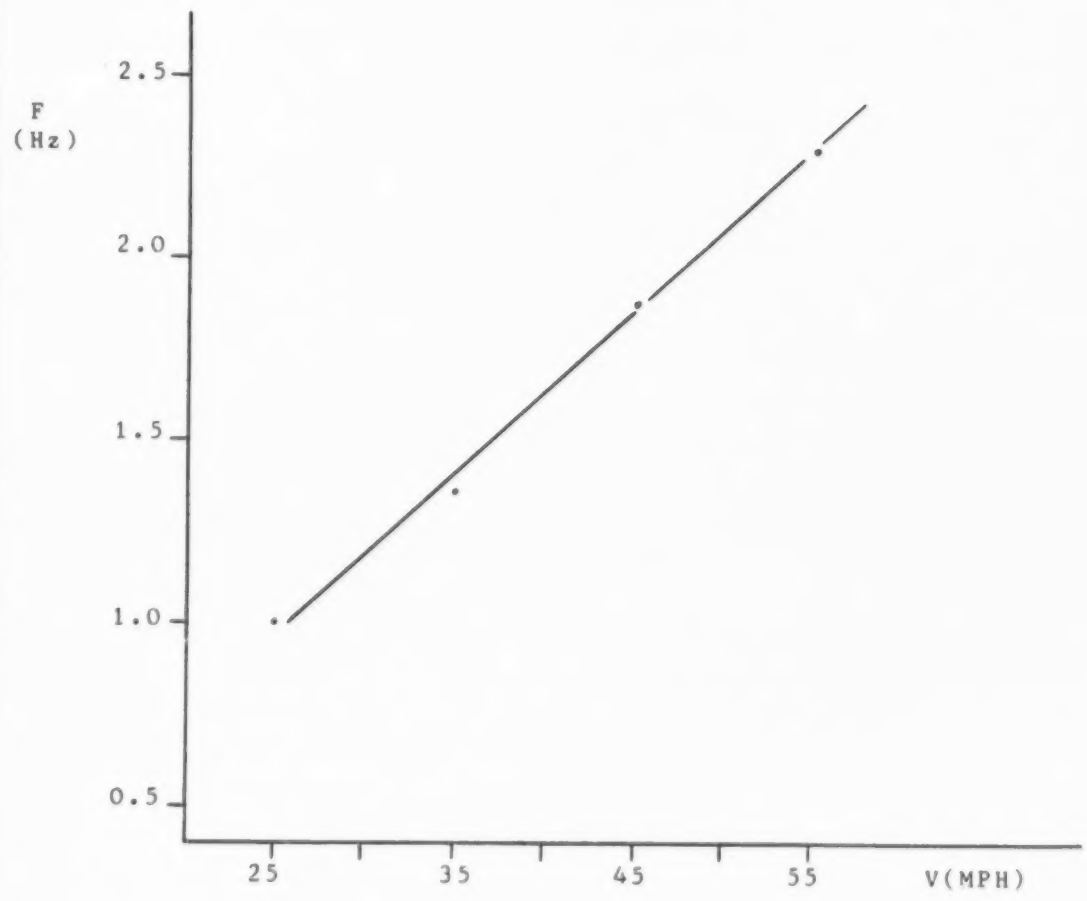


Figure 8.18
Fréquence cinématique du bogie moteur

TABLEAU 8.11
LONGUEUR D'ONDE

Configuration	Longueur d'onde du mouvement cinématique (m)
Primaire rigide	16.5
Bogie SLR	11.0
Essieu libre	10.3

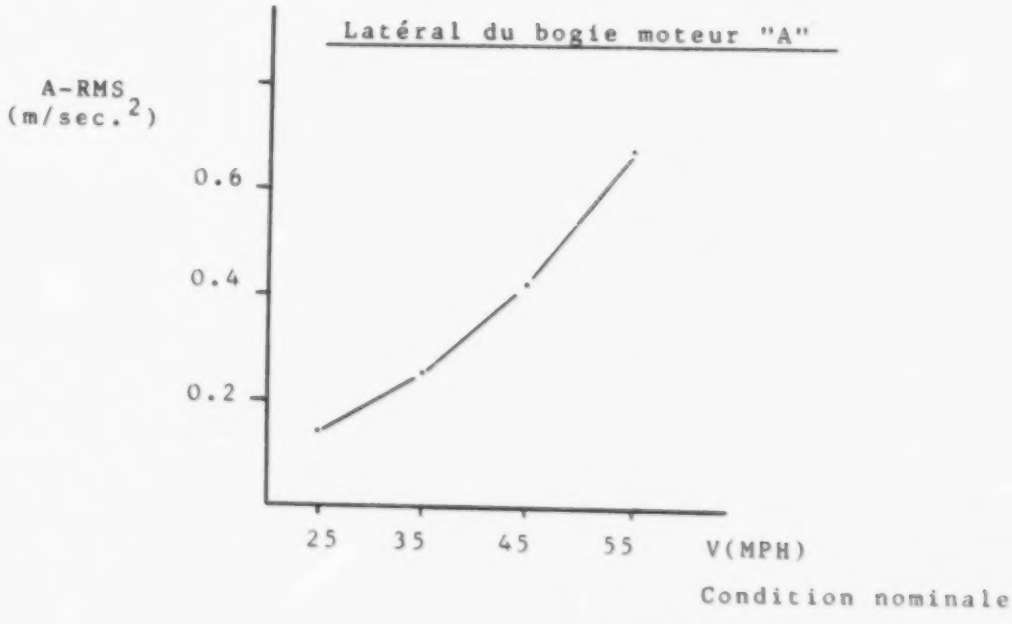
Note: Pour le calcul précédent les valeurs suivantes ont été utilisées:

- empattement du bogie : 1.9 m,
- distance entre les points de contact roue/rail : 1.50 m,
- conicité effective : 0.1,
- rayon de roue : .355 m.

A la revue de ces chiffres on peut voir que le bogie a une suspension primaire très souple.

2) **Analyse des modes à la condition nominale**

Tel que spécifié précédemment, les résultats présentés à la figure 8.19 ont été obtenus en analysant sur une largeur de bande de 2 Hz centrée sur la fréquence cinématique.



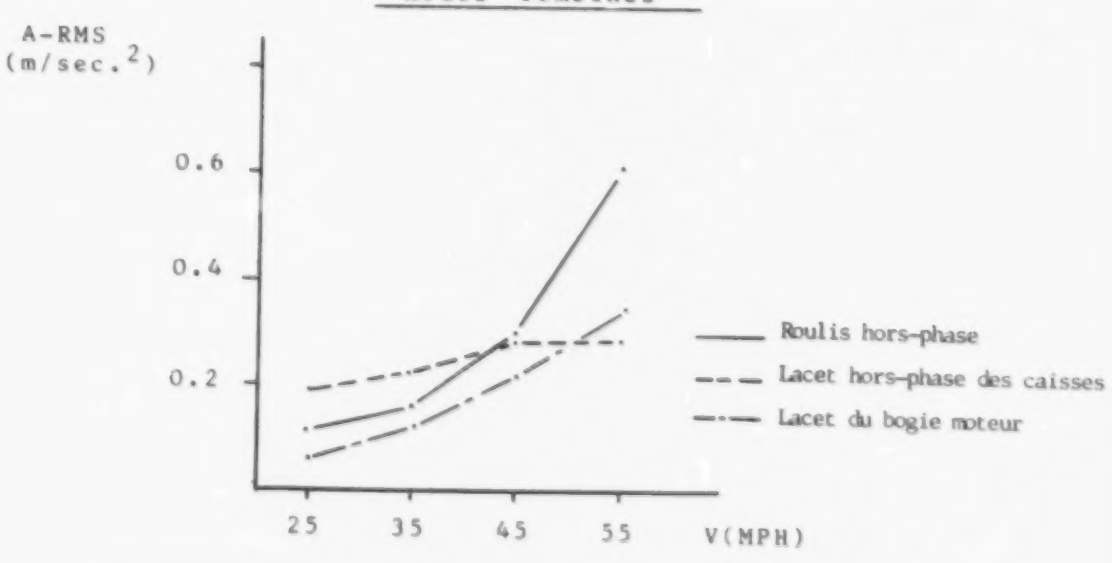
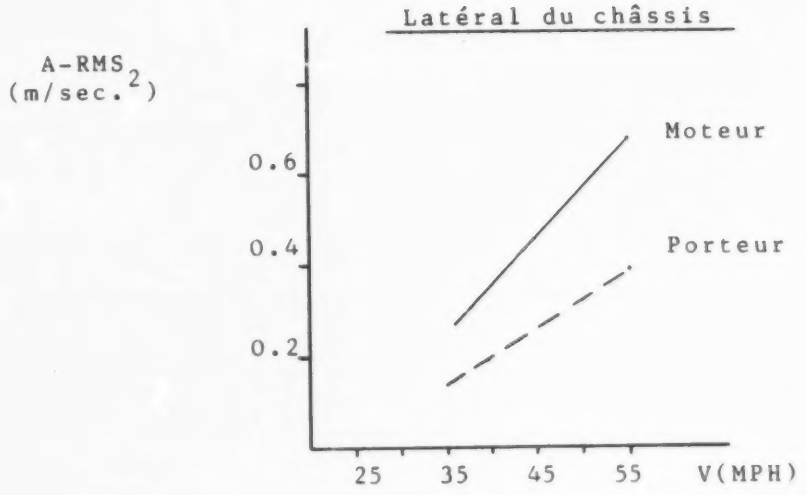


Figure 8.19
Niveaux d'accélération des modes mesurés



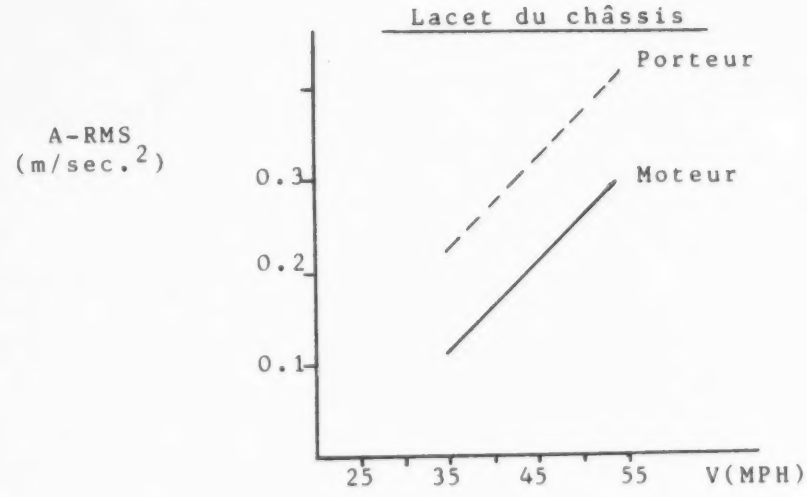


Figure 8.20
Comparaison des bogies

On remarque que pour les modes de lacet et de tamis latéral du bogie moteur, le niveau d'accélération croît de façon non-linéaire avec la vitesse.

Concernant les modes de lacet et de roulis hors-phase de caisse, le premier atteint un niveau maximum de 45 mph tandis que le deuxième augmente sensiblement jusqu'à 55 mph.

3) Analyse comparative

L'analyse comparative a été complétée en réduisant l'information sur une bande de 0.3 à 10 Hz dans chaque cas.

- Changements de rigidité au primaire (figure 8.21)
  Les changements apportés au primaire donnent un niveau d'accélération plus faible pour chacun des modes considérés. La configuration avec primaire chargé à AW4 donne de meilleurs résultats pour les modes de bogies et permet de constater que pour les autres configurations, le bogie montre des signes typiques d'instabilité sur la voie.

- Changements de rigidité au secondaire (figure 8. 22)

  L'effet des butées latérales n'a affecté que le mode de lacet des caisses. Il est clair qu'un assouplissement de la suspension secondaire donne des niveaux plus faibles d'accélération à 55 mph. Pareille configuration engendre cependant des accélérations plus élevées à 25 mph.

- Changements des amortisseurs latéraux (figure 8. 23)

  La condition non-amortie donne les niveaux d'accélération les plus élevés pour l'ensemble des modes à 25 mph. A 55 mph, le roulis relatif des caisses est minimum sans amortissement tandis que le latéral de caisse est minimum dans la configuration nominale.

  Les modes de bogies ont été très peu affectés par les changements du taux d'amortissement en latéral.

Note: Dans le cas du mode latéral de caisse pour la condition sans amortisseurs latéraux à 25 mph, on retrouve le jeu latéral à la butée solide en faisant l'hypothèse d'un mouvement sinusoïdal.

$f = 1.0$ Hz $\quad a = 800$ mm/sec^2

déplacement équivalent:

$$\frac{800}{(2\pi)^2} \times \frac{1}{0.7} = 29 \text{ mm}$$

Le jeu nominal à la butée solide est de 30 mm.

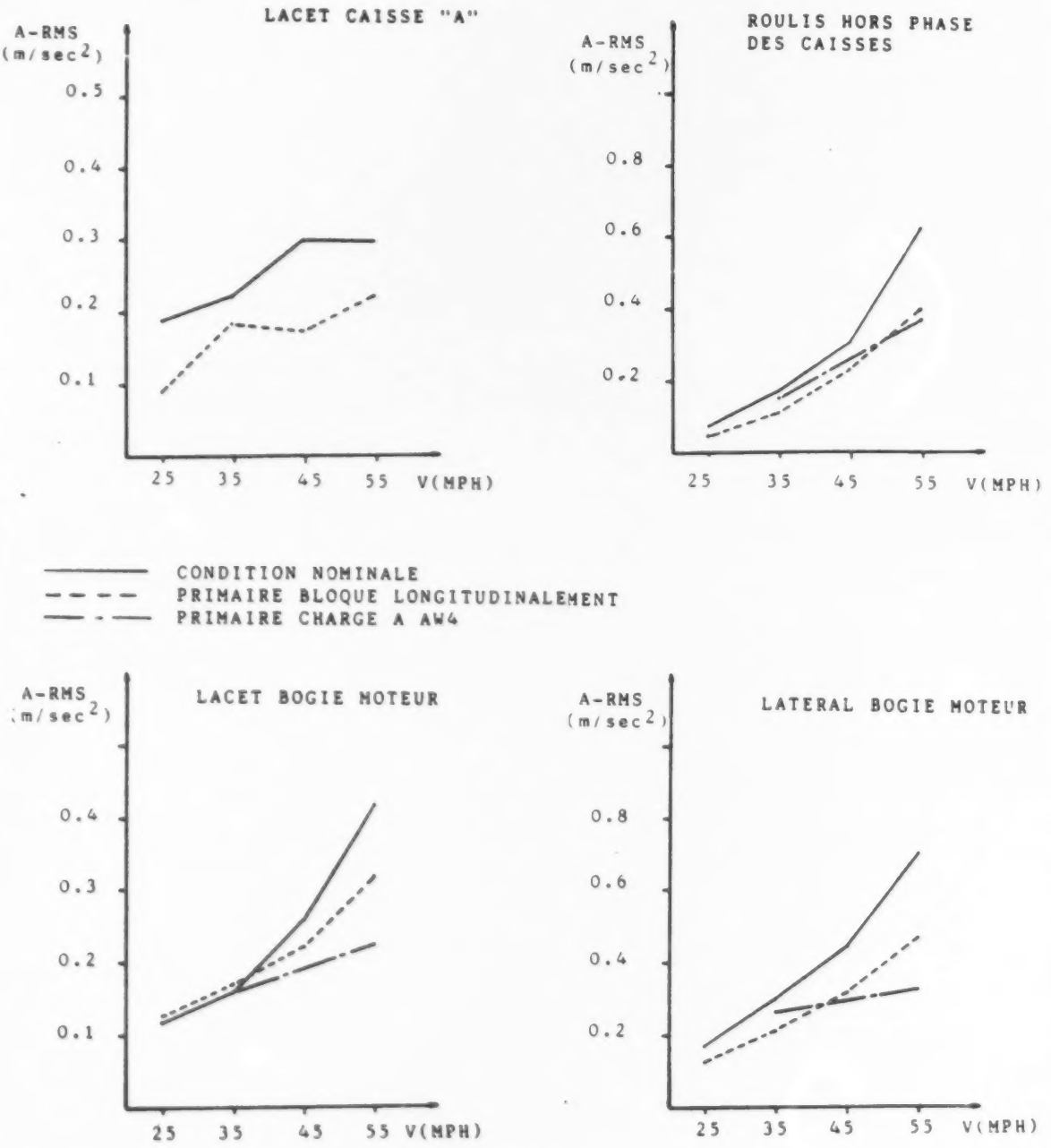


Figure 8.21

Changement de rigidité au primaire

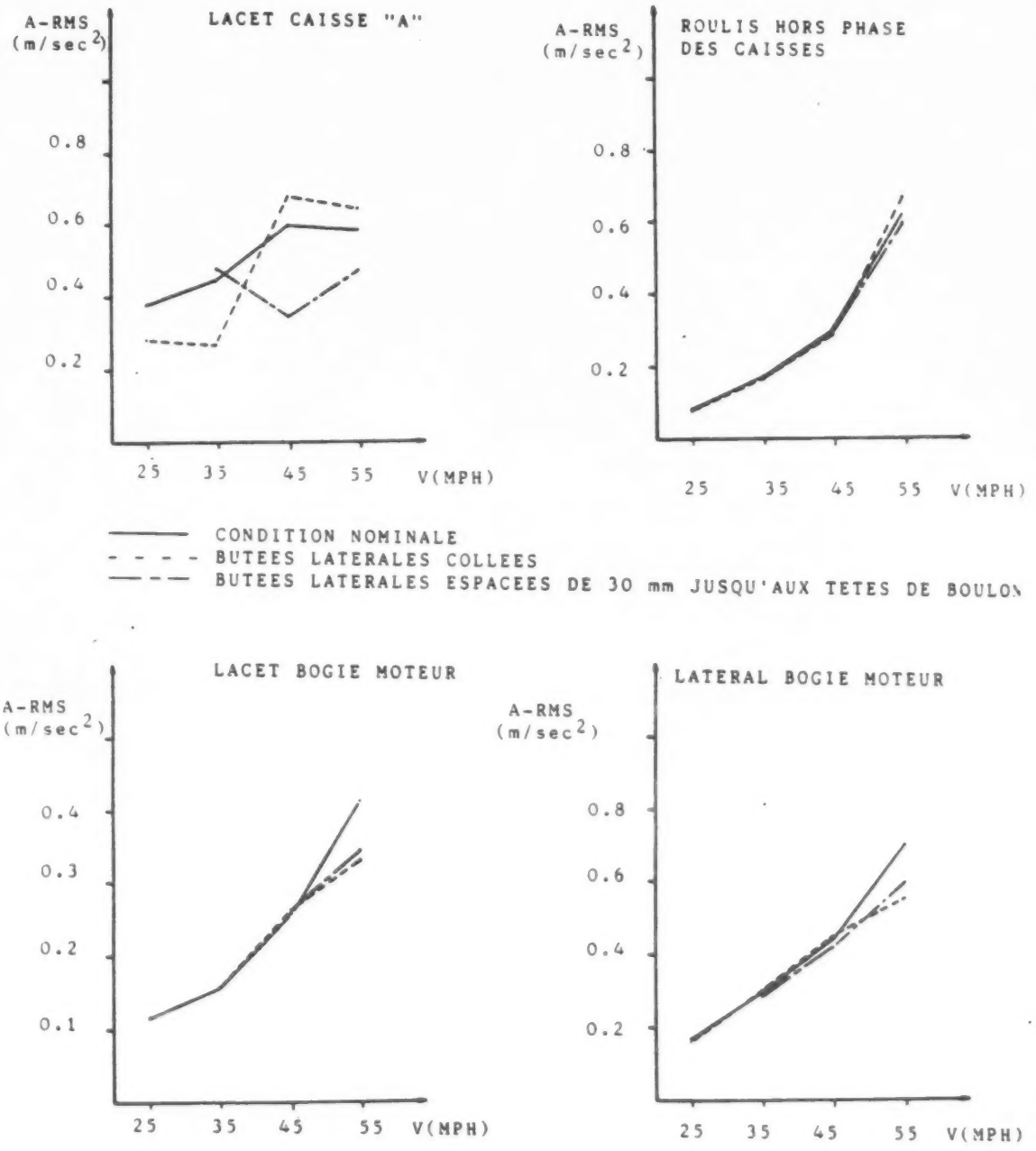


Figure 8.22

Changement de rigidité au secondaire

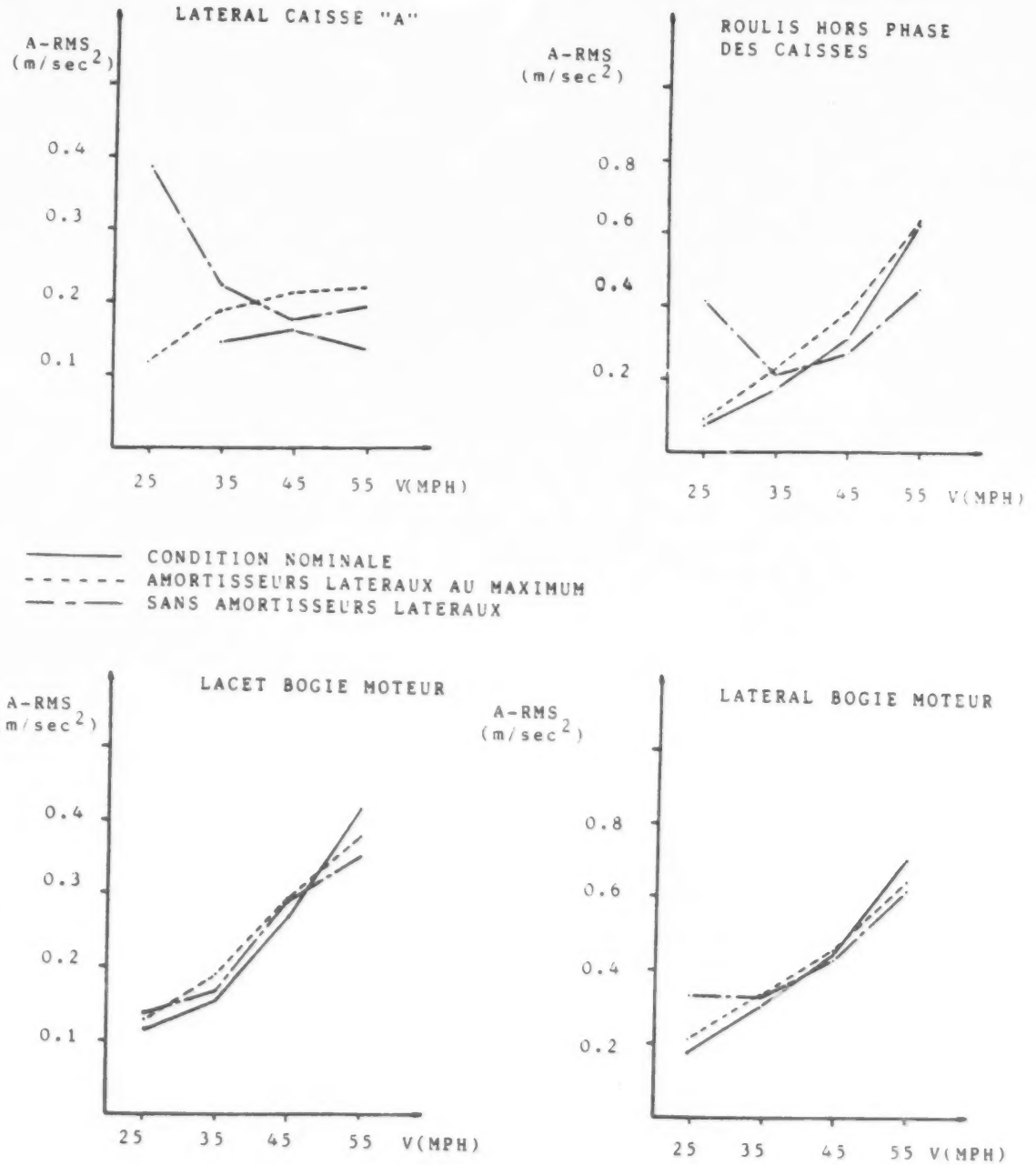


Figure 8.23

Changement des amortisseurs latéraux

c) **Qualité du confort**

1) **Analyse tiers d'octave**

Pour effectuer cette analyse, une approximation a été faite afin d'évaluer l'accélération efficace pour chaque longueur de bande, d'une bande de tiers d'octave.

Les figures 8.24 et 8.25 montrent respectivement les courbes obtenues en mode vertical au milieu de la caisse "A" et en latéral au-dessus du pivot du bogie moteur "A". Ces résultats correspondent à une vitesse d'opération de 55 mph.

Cette analyse démontre que la voiture se comporte relativement bien en vertical au milieu de caisse. Cependant, dans le mode latéral, il faut remarquer qu'un niveau de confort ISO de 1 heure est obtenu sur une voie de classe 6.

2) **Fréquences naturelles du véhicule**

L'analyse de l'information enregistrée nous a permis d'obtenir une partie des fréquences naturelles caractérisant le SLR. Le tableau 8.12 présente l'ensemble des principaux modes qui ont été identifiés. La figure 8.26 est présentée à titre d'exemple de l'information fournie par l'analyseur à bandes fines.

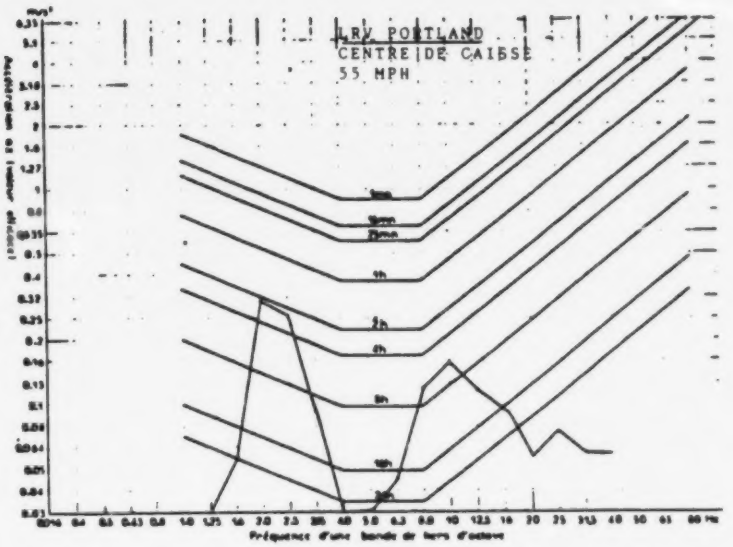


Figure 8.24

Niveau de confort mesuré au centre de la caisse (vertical)

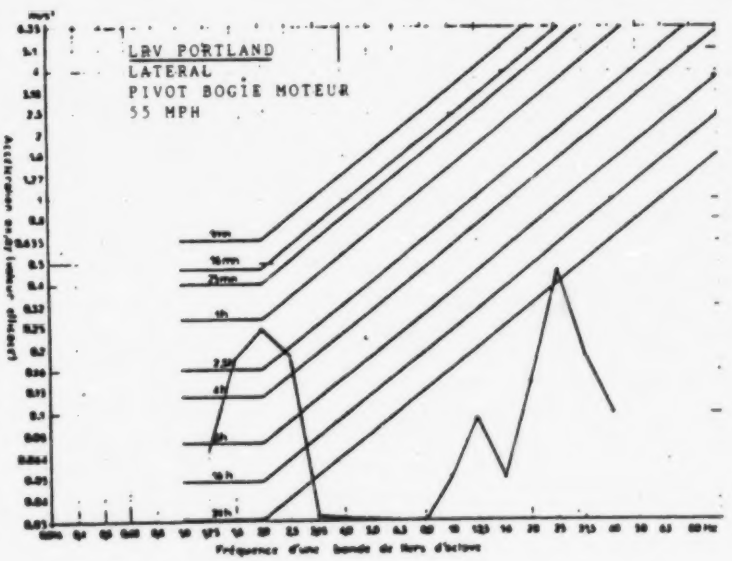


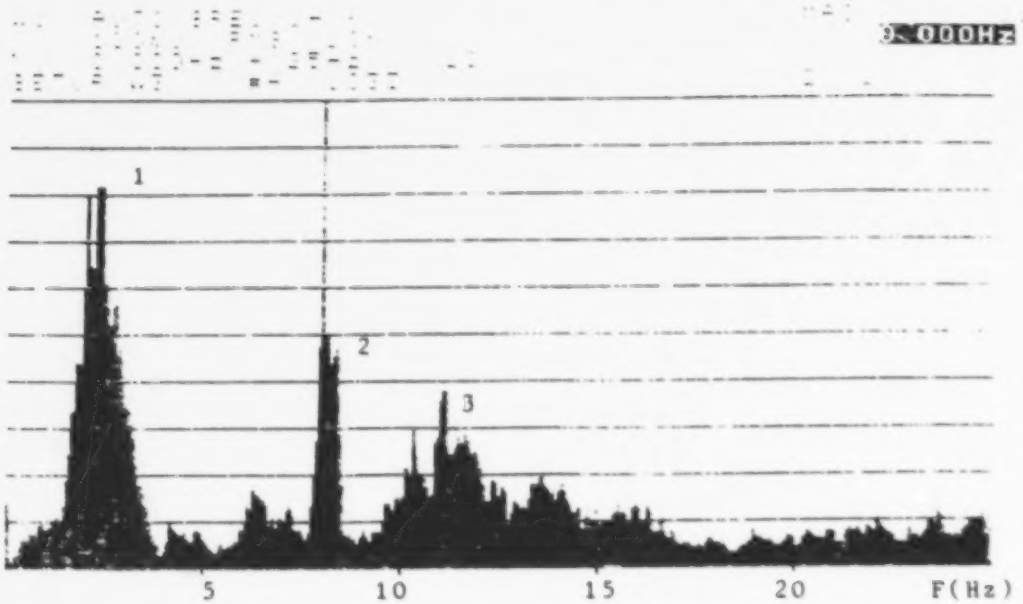
Figure 8.25

Niveau de confort mesuré au pivot du bogie moteur (latéral)

TABLEAU 8.12

SLR PORTLAND - FREQUENCES NATURELLES

	Fréquence (Hz)	
Modes de caisse:	Simulation	Test Pueblo
Roulis centre bas	0.70	0.55
Roulis centre haut	1.7	1.7
Roulis hors phase	2.8	2.9
Tangage (1er et 2e modes)	2.1, 3.2	1.9, 3.1
Lacet (1er et 2e modes)	1.0	1.0, 2.0
Tamis longitudinal	4.7	5.2
Flexion	10.1	11.0
Torsion	-	14.0
Modes du bogie moteur:		
Pompage	8.4	9.5
Lacet	16.9	16.6
Tangage	11.5	10.8
Modes du bogie porteur:		
Lacet	22.7	21.3



Notes:

1- Fréquence cinématique des bogies (2.4 Hz)
2- 1er mode de flexion de caisse (8.3 Hz)
3- Tangage de bogie moteur (11.0 Hz)

Figure 8.26

Spectre de la réponse verticale
au centre de la caisse

d) **Performance en courbe**

Les tableaux suivants présentent les résultats compilés des mesures effectuées lors des essais de performance en courbe.

TABLEAU 8.13

ANGLES DE LACET DES ESSIEUX

		BOGIE	MOTEUR	BOGIE	PORTEUR
	ESSIEU	No. 1	No. 2	No. 1	No. 2
Courbe	ϕ d				
5.5°	- 1.65	-3.8	-0.1	-3.3	-0.2
	- 0.2	-3.7	+0.2	-3.2	+0.1
	0.85	-3.6	+0.3	-3.1	+0.2
10.7°	0.73	-7.7	-0.9	-7.6	-0.8
	1.63	-7.5	-0.8	-7.3	-0.7
	2.9	-7.0	-0.5	-6.9	0.0

Les tableaux suivants présentent les résultats compilés des mesures effectuées lors des essais de performance en courbe.

Tableau 8.14

FORCE LATERALE AUX ESSIEUX

Courbure	V (Km/hre)	ϕd (deg.)	FORCE/ESSIEU (KN) No. 1	FORCE/ESSIEU (KN) No. 2	FORCE/ROUE AVANT[1] (KN)	L/V
		BOGIE MOTEUR				
5.5°	15	-1.65	-2	-8.3	6	0.2
	25	-0.2	-0.5	-2.7	8	0.2
	30	0.85	3.8	-3.3	11	0.3
10.7°	10	0.73	5.1	-7.3	13.2	0.3
	15	1.63	3.0	-5.5	11.6	0.3
	20	2.9	4.0	-1.5	12.0	0.3
		BOGIE PORTEUR				
5.5°	15	-1.65	-1.8	-5.6	4.1	0.1
	25	-0.2	-0.8	-6.8	6.2	0.2
	30	0.85	1.3	-5.6	7.2	0.2
10.7°	10	0.73	3.0	-6.8	9.1	0.3
	15	1.63	3.0	-3.7	9.1	0.3
	20	2.9	1.4	-0.2	7.5	0.2

Note: 1 - Force mesurée à la roue avant du bogie au rail extérieur.

8.2.5 CONCLUSIONS

Après avoir revu les résultats d'essais, on peut conclure que:

. mesure des rigidités:
  - le primaire en latéral est plus souple que prévu à cause de la flexibilité latérale de la roue résiliente.

. test de stabilité:
  - la longueur d'onde cinématique du bogie est très près d'un bogie muni d'essieux libres ce qui indique une grande souplesse du primaire (figure 8.18),

  - le mouvement cinématique du bogie est couplé avec les modes de lacet et de roulis relatif des caisses dans la plage des vitesses d'opération, ce qui par conséquent, engendre des mouvements plus élevés des caisses que prévus,

  - les changements apportés au primaire indiquent que le bogie est plus stable si les suspensions primaires sont à la condition de charge AW4,

  - une augmentation de la rigidité latérale au secondaire améliore la condition à basse vitesse mais la détériore à 55 mph,

  - l'ajustement au maximum des amortisseurs latéraux contribue à réduire le lacet de caisse à basse vitesse mais augmente le niveau d'accélération latérale à 55 mph,

  - le roulis relatif des caisses est très sensible au lacet à 25 mph dans la condition non-amortie.

- qualité du confort:
  - le niveau de confort en mode vertical au centre de caisse est de 2 heures tandis qu'il est d'une heure en latéral sur une voie de classe 6.
- performance en courbe:
  - les résultats obtenus des essais montrent que le niveau de force latérale sur les rails est relativement faible et que l'écart des essieux par rapport à l'alignement radial est faible.
  - la résistance à la rotation des bogies est adéquate selon le critère établi par Koffman.

8.3 COMPARAISON DES RESULTATS DE SIMULATION AUX RESULTATS MESURES

8.3.1 Stabilité latérale

Les résultats des essais ont démontré que les modes de caisse étaient couplés aux bogies. La simulation effectuée avant les essais a été orientée en vue de l'examen du comportement des bogies seulement.

Par conséquent, l'importance du couplage des modes de caisse avec les bogies n'a pu être établie. Des exercices de simulation effectués suite aux essais ont permis d'identifier les phénomènes de couplage et de réajuster le modèle mathématique. Les résultats de l'analyse de stabilité (figures 8.27 et 8.28) effectuée pour une condition hypothétique de faible amortissement latéral montrent qu'il y a un phénomène de couplage entre les modes d'essieux (1, 2 et 5) et les modes de caisses (8, 9, 10 et 11). On remarque plus particulièrement le couplage entre le mode de l'essieu (2) et le lacet hors-phase des caisses (10) à basse vitesse et le roulis hors-phase (9) à haute vitesse.

Une autre série d'exercices de simulation a été effectuée afin d'améliorer le modèle mathématique ainsi que les techniques de présentation des résultats. On a dû porter une attention spéciale au transfert d'énergie entre les différents composants du modèle.

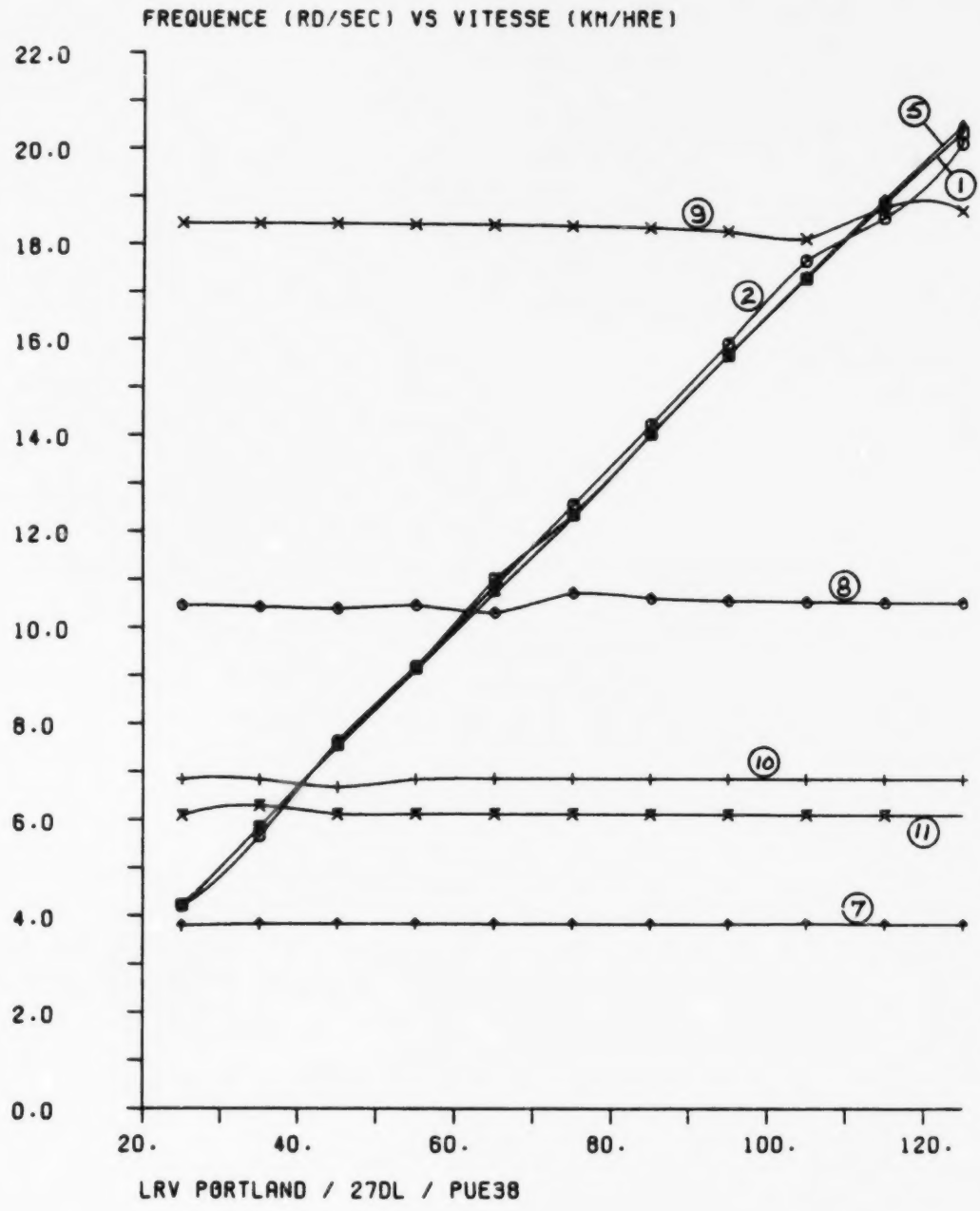


Figure 8.27

Analyse de stabilité F vs V

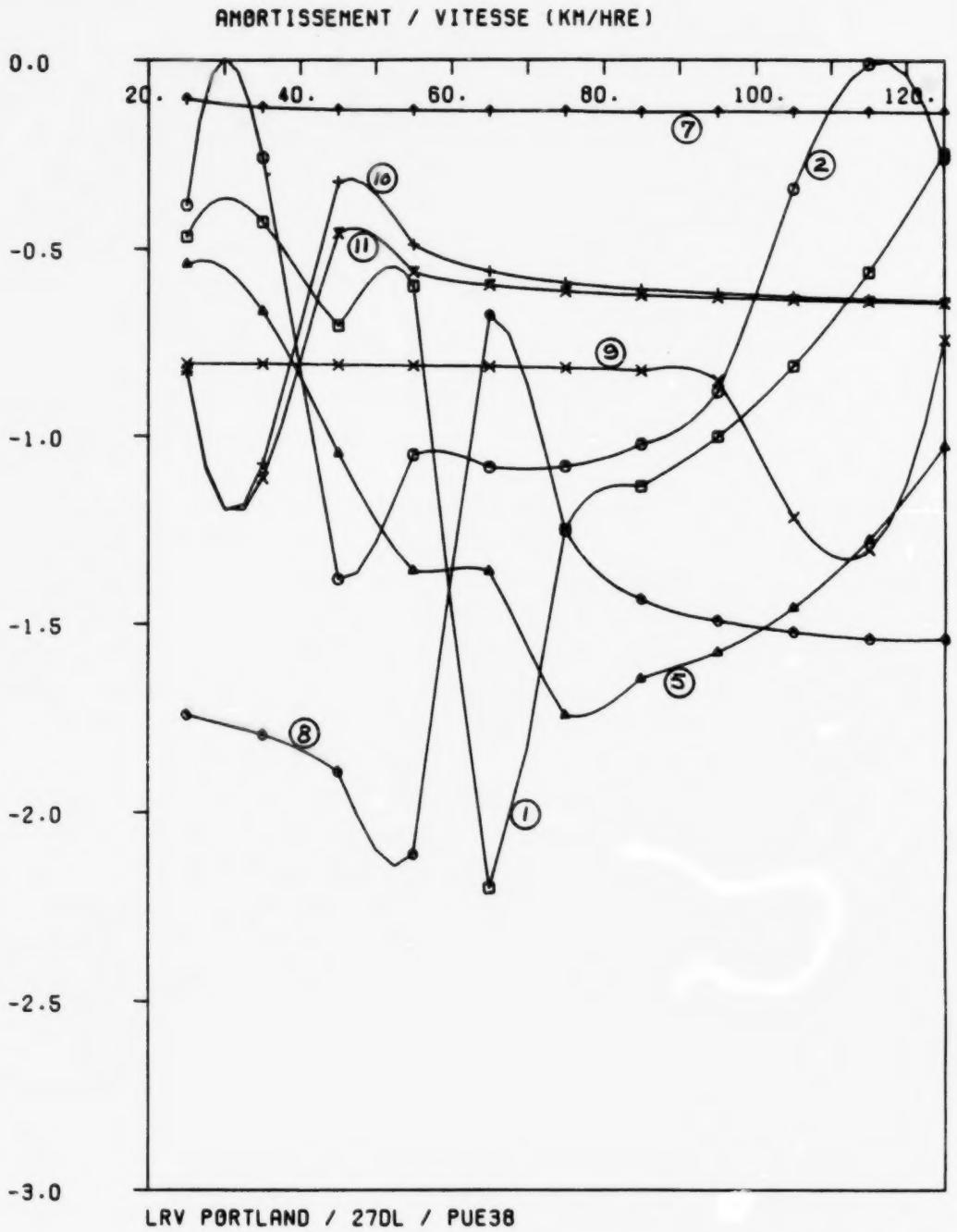


Figure 8.28

Analyse de stabilité Amort. vs V

8.3.2 Performance en courbe

Les résultats des mesures enregistrées lors des essais de performance en courbe sont présentés aux figures 8.29 à 8.32. On remarque qu'il y a corrélation entre les mesures et les prédictions des déplacements angulaires des essieux. Toutefois, les forces mesurées sont légèrement différentes des valeurs prédites par simulation. Ceci peut être compris en considérant les points suivants:

- les profils de roues et de rail utilisés provenaient des dessins et non des profils mesurés,

- le déchargement vertical des roues dû à la force centrifuge n'est qu'approximativement représenté dans le programme,

- la sensibilité de l'instrumentation utilisée pour la mesure des forces latérales n'était pas assez élevée, ce qui a donné des valeurs mesurées avec des variations de $\pm$ 0,8 KN.

Afin d'analyser et de corriger les écarts obtenus dans la simulation des forces, des exercices de simulation utilisant des profils mesurés combinés à un programme amélioré sont en cours.

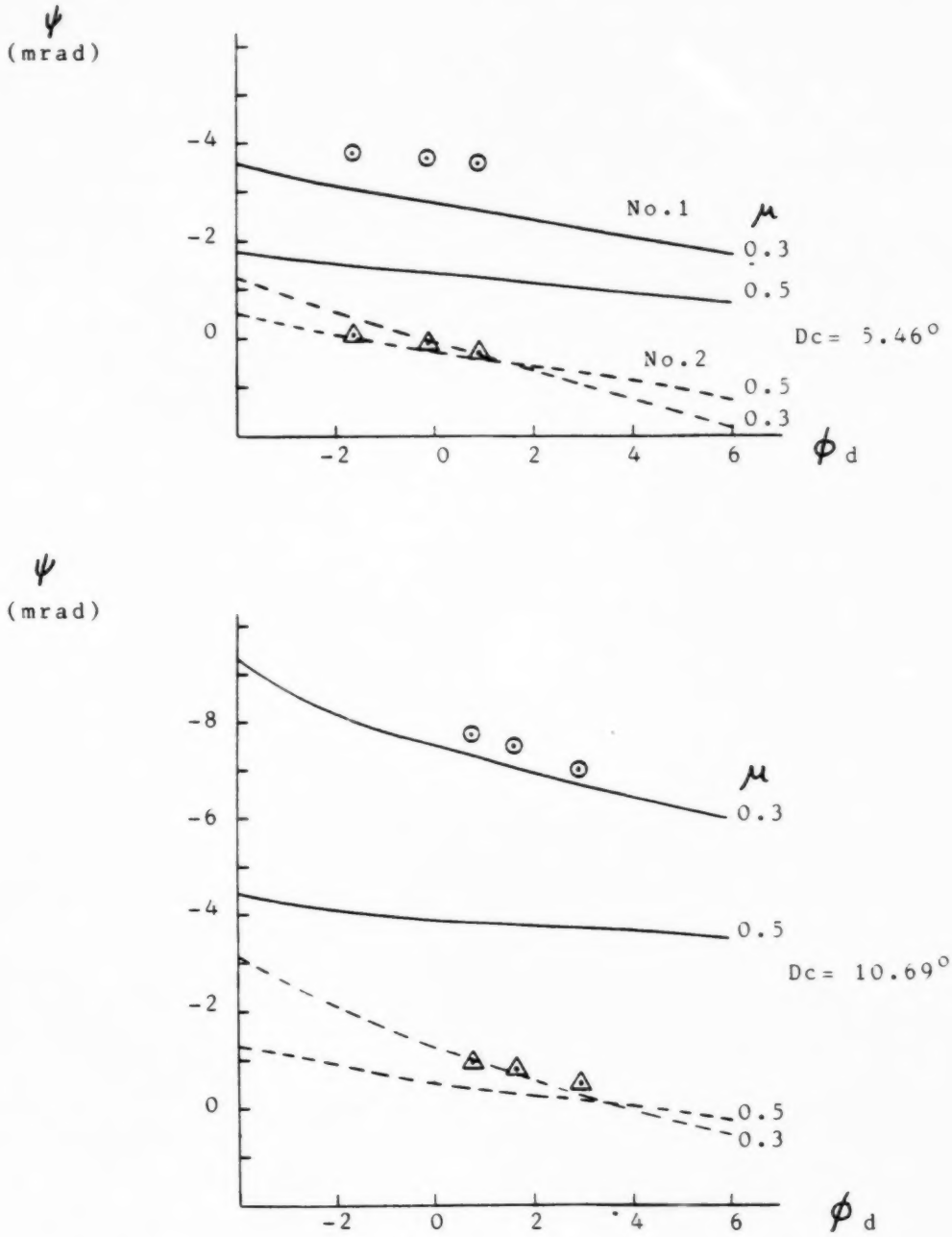


Figure 8.29

Déplacements angulaires des essieux
Bogie Moteur

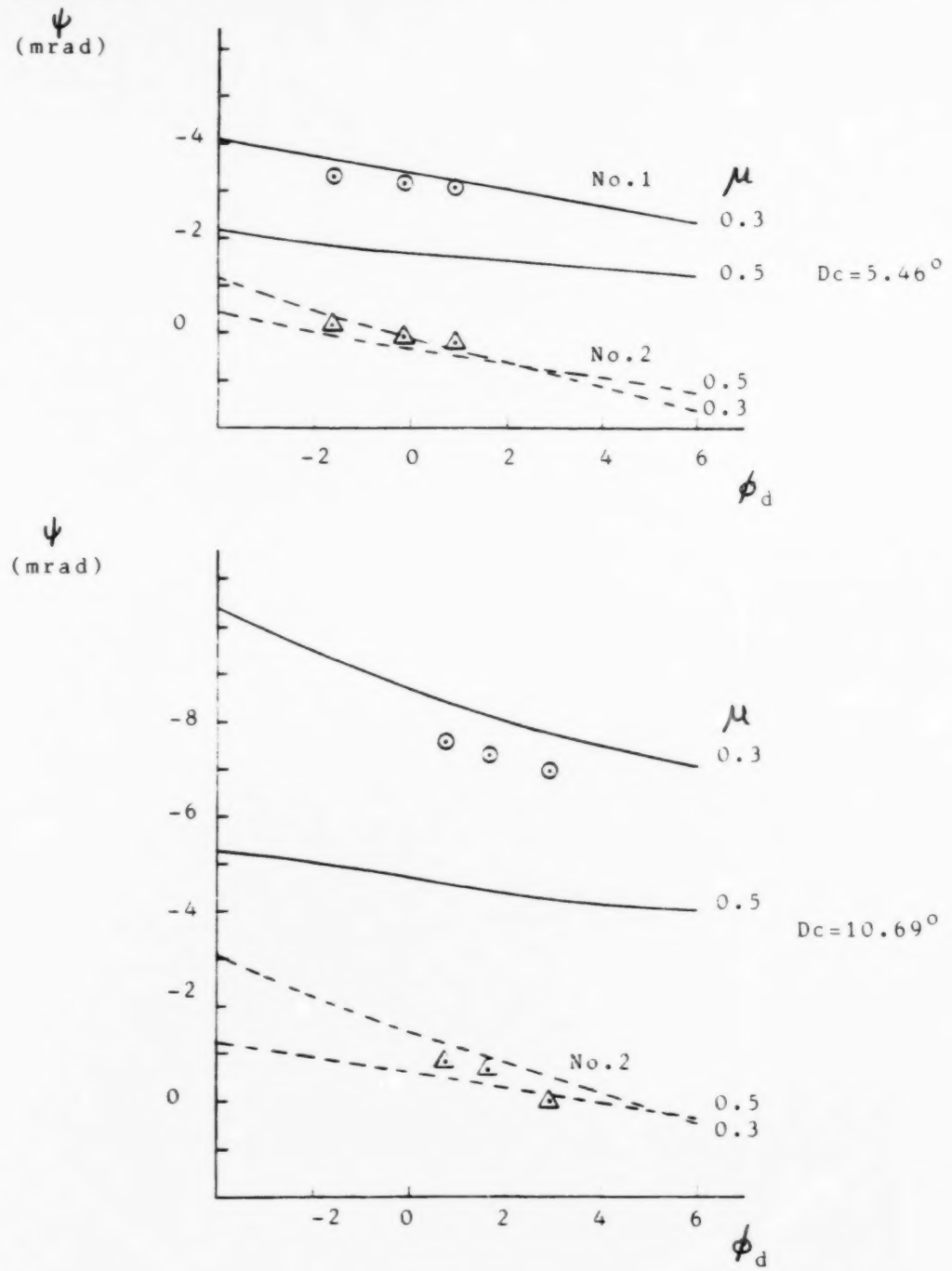


Figure 8.30

Déplacements angulaires des essieux
Bogie porteur

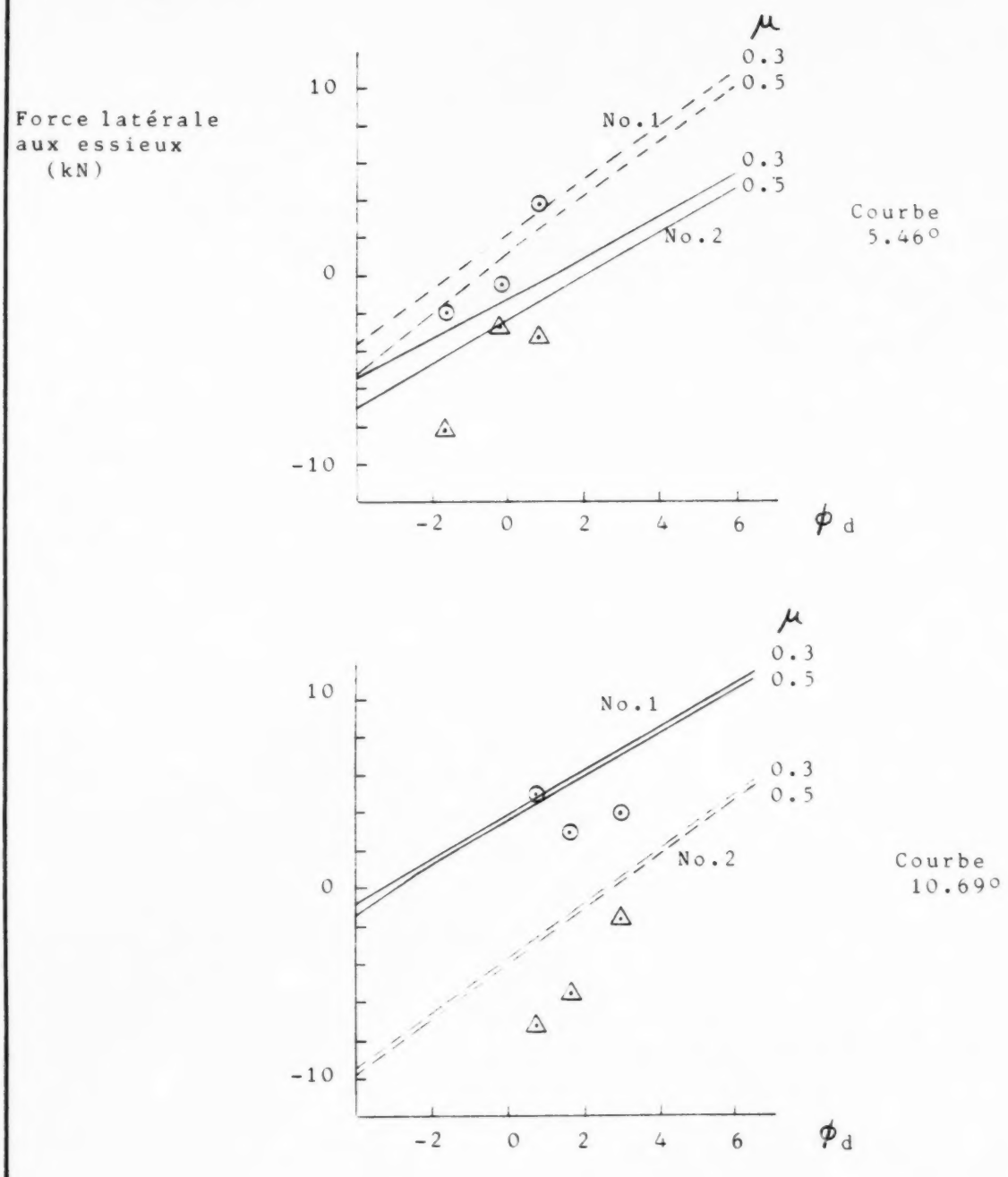
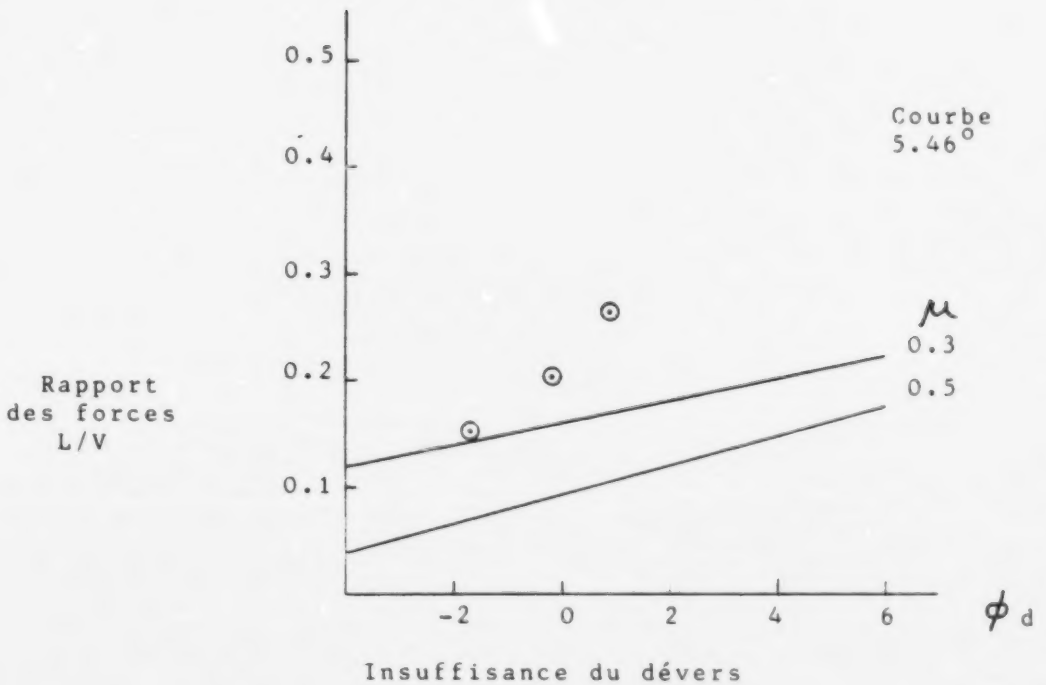


Figure 8.31
Force latérale aux essieux



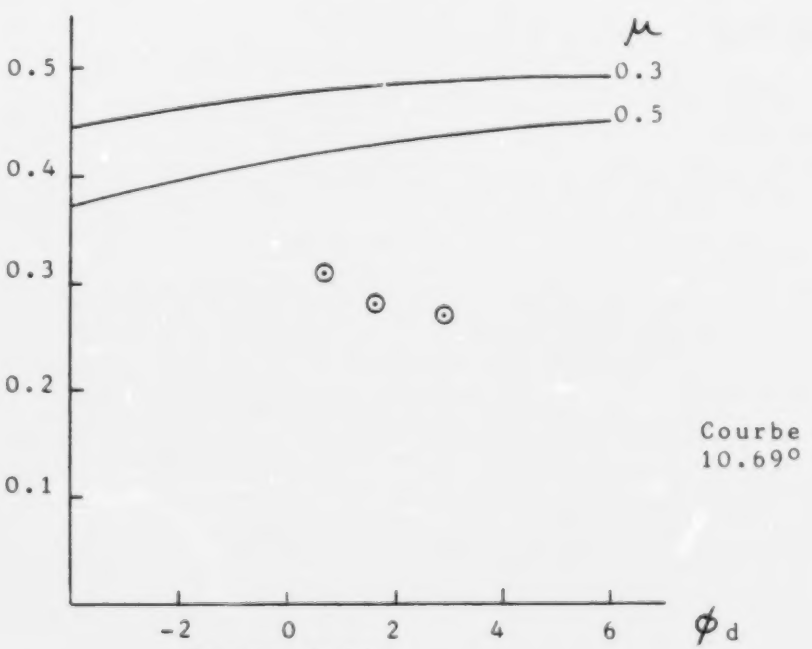


Figure 8.32

Rapport des forces L/V

8.3.3 Confort

Les spectres mesurés et simulés reportés sur les courbes ISO 2631 (fig. 8.33) prouvent que la simulation par la méthode des éléments finis permet d'évaluer adéquatement le niveau de confort d'un véhicule lors de la phase de conception. Afin d'améliorer la précision de la simulation, l'effet de l'amortissement dans le modèle devra être revu.

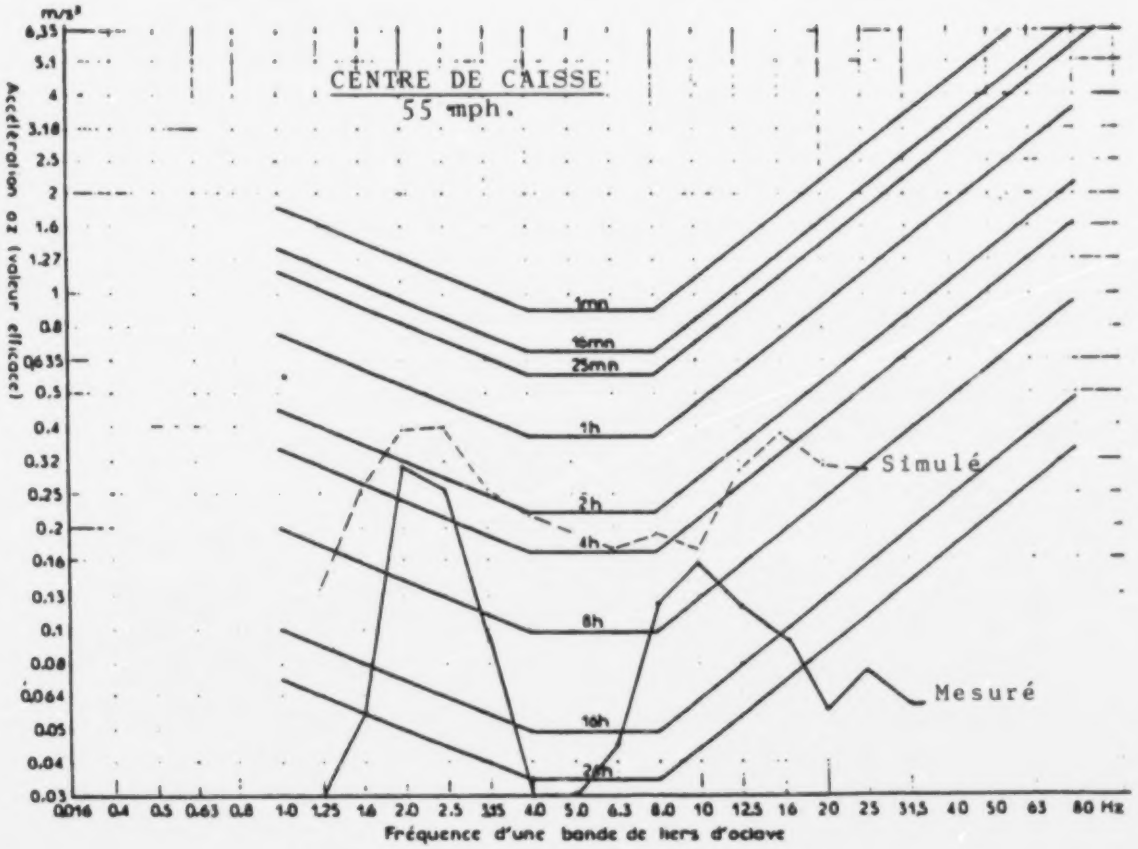


Figure 8.33

Comparaison du niveau de confort mesuré et simulé

SECTION 9

CONCLUSION

Bien que ce rapport ne contienne qu'une partie des connaissances acquises durant la période du projet, il nous est quand même permis de conclure que les principaux objectifs du projet ont été rencontrés. En effet, en plus de l'acquisition de technologie de conception et de fabrication, nous avons progressé de manière significative pour ce qui est des diverses analyses reliées à la conception de bogies et aussi pour les essais dynamiques sur voie. De plus, le projet a permis au CRIQ de monter un banc d'essais pour bogie afin de pouvoir tester le châssis prototype.

Toutefois, il est important de souligner que les retombées provenant du projet seront surtout bénéfiques à moyen et à long terme pour Bombardier. Ceci s'explique surtout à cause du temps requis entre le début de la conception et la mise en service qui, selon les applications, peut varier de 3 à 10 ans.

En ce qui concerne le comportement de la voiture SLR, disons qu'à l'aide du modèle mathématique de stabilité latérale, il a été possible de simuler le comportement dynamique du SLR avec divers taux d'ajustement des amortisseurs latéraux combinés à des conicités effectives roue/rail plus faibles. Ceci nous a permis de conclure qu'avec ces modifications mineures la voiture SLR sera stable et confortable sur toute la plage de vitesse d'opération.

Même si le projet a permis à Bombardier d'acquérir la technologie reliée au bogie, il reste qu'il faudra dans le futur, considérer le développement d'un modèle mathématique pour simuler les entrées en courbe en plus d'inclure des "non-linéarités" dans le modèle de stabilité latérale. Il faudra aussi examiner sérieusement les concepts de bogie radial et de bogie à roues indépendantes. Ces types de bogie offrent des avantages importants comparés au bogie conventionel surtout en ce qui a trait à la stabilité latérale, à la négociation des courbes et à la réduction d'usure à l'interface roue/rail.

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE

1- Hertz H., J. Reine Agnew, Math. "On the contact of elastic solids", Vol. 82, 1881.

2- Timoshenko S., Goodier J.N., "Theory of elasticity", 2 ième édition, McGraw Hill, New York, 1951.

3- Wickens A.H., "The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels", Int. Journal of Solids Structures, Vol. 1, 1965, pp 319 à 341.

4- Wickens A.H., "Steering and dynamic stability of railway vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 5, 1975-76, pp 15-46.

5- Law E.H., Cooperrider N.K., "The dynamics of wheel-rail systems", notes de cours présentées à l'Universaité McGill, Montréal, août 1980.

6- Blader F.B., "Free lateral oscillations in long freight trains", thèse de doctorat, Université de Queen's, Kingston, 1972.

7- Haque I, Law E.H., Cooperrider N.K., "User's manual for program for calculation of Kalker's linear creep coefficients", U.S. Department of Transport, FRA/OR & D-78/71, May 1979.

8- Dean F.E., Ahlbeck D.R., "Criteria for high speed curving of rail vehicles", ASME 79-WA/RT-12, 1979.

9- Boyd P.L., Scofield R.D., Zaiko J.P., "High cant deficiency testing of the LRC train, the AEM-7 locomotive, and the Amcoach", Ensco Inc., U.S. Department of Transportation DTFR53-80-C-00002, January 1982.

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE (suite)

10- Gilchrist A.O., Brickle B.V., "A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheel-set", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 18, No.3, 1976.

11- Newland D.E., "Steering a flexible railway truck on curved track", ASME 69-RR-5, 1969.

12- Kalker J.J., "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction", Ph.D. thesis, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology, The Netherlands, 1973.

13- Kalker J.J., Tjoeng A.S.K.S., "User's manual for the program Duvorol in Algol 60 & Fortran for the computation of three-dimonsional rolling contact with dry friction", Department of Mathematics, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1980.

14- Elkins J.A., Eickhoff B.M., "Advances in nonlinear wheel/rail force prediction methods and their validation", présenté au meeting d'hiver de l'ASME à New York, décembre 1979.

15- Elkins J.A., Allen R.A., "Testing a transit vehicle for wheel and rail wear", ASME 81-WA/DSC-19, 1982.

16- Elkins J.A., Allen R.A., "Verification of a transit vehicle's curving behavior and projected wheel/wear performance", Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, Vol. 104, September 1982.

17- Corbin J.G., Kaufman W.M., "Classifying track by power spectral density", ASME, Applied Mechanical Division, AMD Vol. 15, 1975.

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE (suite)

18- R. Heller, N.K. Cooperrider, "User's manual for asymmetric wheel/rail contact characterization program", U.S. Department of Transportation, FRA/ORD - 78/05, December 1977.

19- Institution of Mechanical Engineers, "A convention on the interaction between vehicle and track", Proceedings I.M.E., vol. 180, part 3F, 1965-1966.

Paper 1: Wickens A.H., "The dynamics of railway vehicles on a straight track: fundamental considerations of lateral stability", p. 29

et réponse de l'auteur p. 149.

20- Koffman J.L., "Rotational resistance of modern bogies", Rail Engineering Int'l. September 1973.

21- Harris and Crede, "Shock and vibration handbook", second edition, McGraw-Hill 1976.

22- Lord Corporation, "Elastomeric suspension for railway vehicles", LL-2137.

23- Irvin and Graf, "Industrial noise and vibration control", Prentice-Hall 1979.

24- Tables de durée de vie et des taux de défaillance: NPRD-2, Rome Air Development Center (1981).

INDEX BIBLIOGRAPHIQUE (suite)

25- Etude de maintenabilité du bogie prototype, "Bombardier", septembre 1982.

26- "Reliability Handbook", Head Quarters, U.S. Army. Material command Ref. AMCP 702-3.

27- "Traité de Fiabilité" de Schwob et Peyrache. Edité par Masson.

28- "Reliability, Theory and Practice", de Igor Bazowsky.

29- "Mode de défaillance des engrenages" de M. Chabret. Bulletin de la Société des Ingénieurs de l'automobile (Ref. CNET #15273).

30- "La fiabilité des roulements sur hélicoptère" - M. Y. Gillas - Aérospatiale (Ref. CNET #15266).

31- "Précision des calculs prévisionnels de fiabilité" de J.M. Grange et J. D'Orléans, Société Engins Matra, revue "L'Onde Electronique", vol. 49, fasc. 5.

32- Classification des défaillances mécaniques en fonction de leurs causes, selon le sigle "SWIFT" adopté dans certains articles américains (voir note de M. Chernowitcz - RADC-TR-64-50).

33- "Glossary of Reliability, Availability and Maintainability Terminology for Rail Rapid Transit", émis par APTA, Office of Technical and Research Services.

34- MIL-HDBK-472 Maintainability Prediction.

35- Nonelectronic Parts Reliability Data NPRD-2 (RADC).